

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

VITCHENZO ZIMMER DEZORDI

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE DOBRAR ASAS DE VEÍCULO: CARRO
VOADOR**

**Alegrete
2015**

VITCHENZO ZIMMER DEZORDI

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE DOBRAR ASAS DE VEÍCULO: CARRO
VOADOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Wang Chong

**Alegrete
2015**

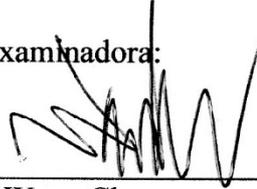
VITCHENZO ZIMMER DEZORDI

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE DOBRAR ASAS DE VEÍCULO: CARRO
VOADOR**

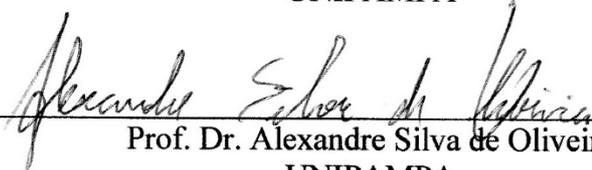
Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Pampa, como
requisito parcial para obtenção do Título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 10 de Dezembro de 2015.

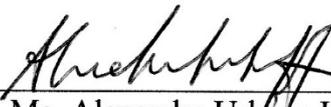
Banca examinadora:



Prof. Dr. Wang Chong
Orientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Alexandre Silva de Oliveira
UNIPAMPA



Prof. Me. Alexandre Urbano Hoffmann
UNIPAMPA

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Angelita e Gilmar, pelas palavras de incentivo e apoio.

A minha companheira Rafaela, por sempre estar ao meu lado, cobrando e questionando sobre a realização deste trabalho.

Ao professor Dr. Wang Chong, pela ajuda e orientações dadas ao longo do trabalho.

Em geral, agradeço também a todas as pessoas que acreditam e apoiam novas ideias como esta, principalmente professores que incentivam a busca pela pesquisa e inovação dentro da universidade.

RESUMO

Este trabalho faz parte de um projeto de iniciação científica que envolve o desenvolvimento de um carro voador. Por ser de grande complexidade, fez-se necessário sua divisão em vários sistemas, tais como: sistema de transmissão de potência que já foi concluído, sistema de dobrar as asas do veículo que é o tema abordado por esse trabalho, e outros sistemas que ainda não foram especificados. O objetivo principal deste trabalho é conceber um sistema leve e seguro de abertura e fechamento das asas para esse veículo. Sem dobrar suas asas, seu propósito de versatilidade como carro voador será perdido, ou seja, a realização desse trabalho é de grande importância para que esse veículo possa trafegar em vias públicas. Como resultados propomos um sistema acionado por motores de passo com três estágios de transmissão constituído de engrenagens cilíndricas com dentes helicoidais, onde transmitimos o movimento de uma extremidade a outra da asa por meio de corrente de roletes. O sistema geral, com todos os elementos que foram dimensionados, apresenta um peso de 98,79 quilogramas, sendo alocados 49,39 quilogramas em cada asa do veículo. Apresentamos um custo estimado de aproximadamente R\$ 18.000,00 no total. Esse valor reflete a qualidade e precisão dos componentes utilizados no sistema. Podemos afirmar que com a utilização dos conhecimentos adquiridos pelo curso, o objetivo foi realizado com o projeto detalhado dos elementos.

Palavras-Chave: carro voador, dobrar asas, projeto mecânico.

ABSTRACT

This work is part of a project of scientific initiation that involves the development of a flying car. For being of great complexity, it was necessary to divide the task into several systems, such as: power transmission system, which has been completed, folding wings that is the theme of this work, and other systems that still have not been specified. The main objective is to design a light and secure system of opening and closing the wings. Without folding its wings, its purpose versatility as flying car will be lost, that is, the realization of this work is of great importance for this vehicle can travel on public roads. As results we propose a system actuated by stepper motors with three transmission stages consist of spur gears with helical teeth, which transmit the motion from one end to the other wing by means of roller chain. The overall system with all the elements which have been sized, has a weight of 98.79 kilograms, 49.39 kilograms being allocated in each vehicle wing. We present an estimated cost of approximately R\$ 18,000.00 in total. This value reflects the quality and accuracy of the components used in the system. We can say that with the use of knowledge gained through the course, the goal was accomplished with the detailed design of the elements.

Keywords: flying car, folding wings, mechanical design.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – F4F-F Wildcats em transporte no hangar do navio de escolta Charger (AVG 30).	17
Figura 2 – Veículo Transition da empresa Terrafugia.....	18
Figura 3 – Veículo PAL-V ONE da empresa PAL-V Europe NV.....	18
Figura 4 – Veículo AeroMobil 3.0 da empresa Aeromobil.....	19
Figura 5 – Ilustração de elo e nós.....	22
Figura 6 – Exemplos de juntas de mecanismos.....	22
Figura 7 – Exemplos de diagramas de corpo livre.....	24
Figura 8 – Elemento com carga axial aplicada.....	25
Figura 9 – Parafuso sujeito a cisalhamento simples.....	26
Figura 10 – Nomenclatura da corrente de roletes.....	28
Figura 11 – Características necessárias no dimensionamento de correntes.....	29
Figura 12 – Cremalheira e pinhão de dentes retos.....	30
Figura 13 – Engrenagens helicoidais.....	30
Figura 14 – Engrenagens cônicas retas e espirais.....	31
Figura 15 – Par coroa e sem-fim.....	31
Figura 16 – Nomenclatura de engrenagens helicoidais.....	32
Figura 17 – Forças no dentado de uma engrenagem helicoidal de mão direita.....	34
Figura 18 – Distâncias S e S_1 utilizadas na avaliação de C_{pm}	38
Figura 19 – Fatores geométricos para engrenagens helicoidais.....	39
Figura 20 – Multiplicadores de fatores YJ para uso com a figura 19.....	40
Figura 21 – Fator de ciclagem de tensão YN para resistência à flexão.....	40
Figura 22 – Fator de ciclagem de tensão ZN para resistência ao desgaste.....	41
Figura 23 – Fluxograma das atividades do projeto.....	48
Figura 24 – Sistema de dobrar asas do veículo Transition.....	49
Figura 25 – Sistema proposto pelo projeto de pesquisa.....	51
Figura 26 – Otimização do sistema proposto.....	52
Figura 27 – Vista geral do sistema final.....	52
Figura 28 - Vista aproximada do sistema.....	53
Figura 29 – Sistema detalhado.....	54
Figura 30 – Esboço do sistema geral.....	54
Figura 31 – DCL do sistema.....	55
Figura 32 – Propriedades do sistema.....	56

Figura 33 – DCL da segunda parte da asa.	67
Figura 34 – Propriedades da segunda parte da asa.	67
Figura 35 – Configuração do sistema de hastes.	68
Figura 36 – Características da transmissão por corrente.	70
Figura 37 – Resultado do dimensionamento da corrente.	70
Figura 38 – DCL das forças nas hastes.....	72
Figura 39 – Vista superior da haste AB.....	74
Figura 40 – Placa carregada em tração por um pino através de um orifício.	76
Figura 41 – Localização das forças no eixo I.	79
Figura 42 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo I. ...	80
Figura 43 - Localização das forças no eixo II.	84
Figura 44 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo II..	84
Figura 45 – Localização das forças no eixo III.	88
Figura 46 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo III..	89
Figura 47 – Localização das forças no eixo IV.	91
Figura 48 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo IV. ...	92
Figura 49 – Localização das forças no eixo V.....	94
Figura 50 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo V... ..	94
Figura 51 – DCL da seção transversal quadrada do eixo V.	96
Figura 52 – Características dos tipos de rolamento para determinado carregamento.	100
Figura 53 – Dados relativos à carga dinâmica nos rolamentos da NSK.	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Limites de Propriedades Mecânicas da Liga 2024.	27
Tabela 2 – Dimensões de correntes de roletes padronizadas americanas.....	28
Tabela 3 – Fatores de sobrecarga.	36
Tabela 4 – Constantes empíricas para a Equação 31.....	38
Tabela 5 – Fatores de confiabilidade.....	41
Tabela 6 – Estimativas da primeira iteração para fatores de concentração de tensão.	45
Tabela 7 – Parâmetros para o fator de superfície.	45
Tabela 8 – Fatores de confiabilidade k_e	46
Tabela 9 – Características geométricas das engrenagens N1 e N2.....	59
Tabela 10 – Condições do fator de distribuição de carga do estágio I.....	60
Tabela 11 – Parâmetros do estágio I para determinar Z_I	61
Tabela 12 – Forças presentes em N1 e N2.	62
Tabela 13 - Características geométricas das engrenagens N3 e N4.	64
Tabela 14 – Coeficientes para o cálculo das tensões em N3 e N4.	64
Tabela 15 – Características do segundo estágio da transmissão.	64
Tabela 16 – Tensões e coeficientes de segurança das engrenagens N3 e N4.....	64
Tabela 17 - Características geométricas das engrenagens N5 e N6.	65
Tabela 18 - Coeficientes para o cálculo das tensões em N5 e N6.....	65
Tabela 19 - Características do terceiro estágio da transmissão.	65
Tabela 20 - Tensões e coeficientes de segurança das engrenagens N5 e N6.	66
Tabela 21 - Forças de reação no eixo II.....	85
Tabela 22 – Valores de momento fletor para o eixo II.....	85
Tabela 23 – Diâmetros finais do eixo II.	88
Tabela 24 – Forças de reação no eixo III.....	89
Tabela 25 – Valores de momento fletor para o eixo III.....	89
Tabela 26 – Resumo dos dados obtidos para o eixo III.....	91
Tabela 27 – Forças de reação no eixo IV.	92
Tabela 28 – Valores de momento fletor para o eixo IV.	92
Tabela 29 – Resumo dos dados obtidos para o eixo IV.	93
Tabela 30 – Forças de reação e momentos no eixo V.	95
Tabela 31 – Resumo dos dados obtidos para o eixo V.....	95
Tabela 32 – Dimensões em milímetros para chavetas quadradas.	98

Tabela 33 – Dados obtidos no dimensionamento das chavetas.....	99
Tabela 34 – Rolamentos do sistema.	100
Tabela 35 – Dados do cálculo para vida em horas dos rolamentos.....	102
Tabela 36 – Dimensões em milímetros dos sulcos dos anéis retentores.	103
Tabela 37 – Dados dos elementos fabricados.....	104
Tabela 38 – Dados dos elementos comprados.....	105

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AC – Corrente alternada

AGMA – American Gear Manufacturers Association

ANSI – American National Standards Institute

ASME – American Society of Mechanical Engineers

CAD – Computer aided design

DC – Corrente contínua

DCL – Diagrama de corpo livre

DE – Energia de distorção

GDL – Graus de liberdade

ISO – International Organization for Standardization

Min – Mínima

Res – Resistência

Un – Unidade

LISTA DE SÍMBOLOS

\vec{F}_l = Vetor força

\vec{M}_{lC} = Vetor momento em relação ao centro de massa ou um ponto fixo C

\vec{a}_n = Aceleração normal

\vec{a}_τ = Aceleração tangencial

\vec{a} = Vetor aceleração

a_r = Largura do anel de retenção

C_r = Carga básica dinâmica

C_s = Coeficiente de segurança

d_p e d_G = Diâmetro primitivo do pinhão e coroa, respectivamente

d_s = Diâmetro do sulco

d_{w1} = Diâmetro primitivo (de passo) do pinhão

F_c = Força cortante

H_{BP} e H_{BG} = Durezas Brinell (esfera de 10 mm sob carga de 3000 kgf) do pinhão e coroa

h_t = Altura do dente

I_C = Inércia rotacional em relação ao centro de massa ou um ponto fixo C

K_0 = Fator de sobrecarga;

k_a = Fator de superfície

K_B = Fator de espessura de borda

k_b = Fator de tamanho

k_c = Fator de carga

k_d = Fator de temperatura

k_e = Fator de confiabilidade

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga para torção

K_H = Fator de distribuição de carga

K_s = Fator de tamanho

K_v = Fator dinâmico

L_h = Vida nominal

M_a e M_m = Momentos fletores alternante e médio, respectivamente

m_G = Razão de velocidade

m_t e m_n = Módulo transversal e normal, respectivamente

n_{eixo} = Fator de segurança do eixo

p_n = Passo circular normal

P_n = Passo diametral normal

P_t = Passo diametral transversal

p_t = Passo transversal

p_x = Passo axial

Q_v = Número de qualidade

r_b = Raio do círculo base

S_e = Limite de resistência à fadiga

S_F e S_H = Fatores de segurança AGMA

S_{sy} = Resistência ao cisalhamento

S_t e S_c = Tensões de flexão e de contato admissíveis, respectivamente

S_{ut} = Resistência de tração mínima

S_y = Tensão de escoamento do material

T_a e T_m = Torques alternante e médio, respectivamente

t_c = Largura chaveta

W_a = Componente axial (carga de avanço)

W_r = Componente radial

W_t = Componente tangencial (força transmitida)

Y_J = Fator geométrico para a resistência flexional

Y_N = Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão

Y_Z = Fator de confiabilidade

Y_θ = Fator de temperatura

Z_E = Coeficiente elástico

Z_I = Fator geométrico para a resistência ao desgaste

Z_N = Fator de ciclagem de tensão na vida

Z_P e Z_G = Número de dentes do pinhão e coroa, respectivamente

Z_R = Fator de condição superficial

Z_W = Fator de razão de dureza para a resistência ao desgaste

$\vec{\alpha}$ = Vetor aceleração angular

σ_{adm} = Tensão de flexão admissível

$\sigma_{C,adm}$ = Tensão de contato admissível

σ_C = Tensão de contato

ϕ_t e ϕ_n = Ângulos de pressão na direção de rotação e normal, respectivamente

$\vec{\omega}$ = Vetor velocidade angular

t_R = Espessura da borda abaixo do dente

Δx = Liberdade de deslocamento

$\Delta\theta$ = Liberdade de rotação

a = Adendo

A = Área da seção transversal analisada

b = Largura da face do elemento mais estreito

d = Diâmetro da engrenagem

E = Módulo de elasticidade

F = Largura de face líquida

h = Altura

H = Potência

L = Comprimento

m = Massa do corpo

n = Rotação

P = Força normal aplicada

t = Tempo

T = Torque

V = Velocidade

W = Força total

σ = Tensão normal

τ = Tensão de cisalhamento

Ψ = Ângulo de hélice

ω = Velocidade angular

ν = Coeficiente de Poisson

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 Objetivos.....	19
1.2 Justificativa.....	20
1.3 Estrutura do trabalho.....	20
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Máquinas e Mecanismos.....	21
2.2 Conceitos Fundamentais	21
2.2.1 Cinemática	21
2.2.2 Cinética.....	23
2.2.3 Diagrama de corpo livre (DCL).....	24
2.3 Resistência dos Materiais	24
2.4 Materiais para Aviação	26
2.5 Elementos de máquinas	27
2.5.1 Corrente de roletes.....	27
2.5.2 Engrenagens.....	29
2.5.3 Projeto de eixos.....	44
2.6 Motores de passo	47
3 METODOLOGIA	48
3.1 Etapas do dimensionamento	49
4 RESULTADOS	51
4.1 Definição do mecanismo	51
4.2 Cálculo do torque necessário no motor	55
4.3 Dimensionamento das engrenagens.....	58
4.3.1 Engrenagens N1 e N2	59
4.3.2 Engrenagens N3 e N4	63
4.3.3 Engrenagens N5 e N6	65

4.4	Dimensionamento da corrente de roletes.....	67
4.5	Dimensionamento das hastes.....	72
4.6	Dimensionamento dos eixos.....	78
4.6.1	Eixo I.....	79
4.6.2	Eixo II.....	83
4.6.3	Eixo III.....	88
4.6.4	Eixo IV.....	91
4.6.5	Eixo V.....	93
4.7	Dimensionamento dos demais elementos.....	98
4.7.1	Chavetas.....	98
4.7.2	Rolamentos.....	100
4.7.3	Anéis de retenção.....	103
4.8	Resumo do sistema.....	104
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	107
	REFERÊNCIAS.....	108
	APÊNDICE A – Desenho dos elementos.....	110
	APÊNDICE B – Tabela de dimensionamento.....	130
	ANEXOS A – Tabelas úteis.....	139
	ANEXOS B – Catálogos dos fabricantes.....	145

1 INTRODUÇÃO

Utilizar asas dobráveis em aeronaves não é uma ideia nova, em 1920, F. M. Osborne patenteou um monoplano com asas dobráveis, porém, seu projeto nunca foi produzido. Mais adiante, em 1928, um avião com o mesmo princípio, projetado por W. Leonard Bonney, caiu em seu primeiro voo nos campos de Roosevelt, em Nova Iorque. Então, essa ideia só foi amadurecida com a necessidade da marinha americana em poupar espaço em seus navios (ASME, 2006).

Considerada um marco histórico na engenharia mecânica, a criação de Leroy Grumman foi crucial para o sucesso da marinha americana na Segunda Guerra Mundial. O mecanismo de dobrar asas denominado “*Sto-Wing*”, desenvolvido para o protótipo XF4F-4, tinha o objetivo de posicionar as asas paralelamente a fuselagem do avião, diminuindo consideravelmente seu tamanho e aumentando em 50% a capacidade dos porta-aviões da época (ASME, 2006).

Crawford (2006) relata que o uso do caça F4F-4 *Wildcat* com asas dobráveis aumentava a capacidade dos porta-aviões, porém, o mecanismo “*Sto-Wing*” e a adição de mais duas metralhadoras, aumentava seu peso em 363 quilogramas com relação ao seu antecessor F4F-3 *Wildcat*. A figura abaixo apresenta a configuração que esse mecanismo proporcionava.

Figura 1 – F4F-F *Wildcats* em transporte no hangar do navio de escolta Charger (AVG 30).



Fonte: Lawson (1942).

No mesmo período de tempo, projetistas como Glen Curtiss, Henry Ford e Waldo Waterman já pensavam e tinham seus protótipos de carro voadores, porém, por diversos problemas nenhum deles teve sucesso (VINCIGUERRA, 2009).

Atualmente, das empresas que possuem protótipo de carro voador, duas já dispõem de licença dos órgãos governamentais dos seus países, sendo elas: a empresa Terrafugia nos Estados Unidos e a empresa PAL-V Europe NV na Holanda. Outra companhia que apresenta um protótipo bastante avançado é a Aeromobil situada na Eslováquia. As Figuras 2, 3 e 4 ilustram o carro voador de cada empresa mencionada acima.

Figura 2 – Veículo Transition da empresa Terrafugia.



Fonte: <http://www.terrafugia.com/>.

Figura 3 – Veículo PAL-V ONE da empresa PAL-V Europe NV.



Fonte: <http://pal-v.com/>.

Figura 4 – Veículo AeroMobil 3.0 da empresa Aeromobil.



Fonte: <http://www.aeromobil.com/>.

Podemos ver que as três concepções possuem diferentes maneiras para guardar as asas, e todos funcionam até o momento. A escolha do melhor poderá ser realizada quando os produtos estiverem no mercado com seus devidos preços.

Diante do que foi apresentado, esse trabalho busca responder a seguinte questão: Como dobrar as asas de um veículo de forma segura e simplificada? Para solucionar esse problema apoia-se a hipótese de que esse sistema, leve e simplificado, seja seguro a ponto de ser implementado em um carro voador.

Podemos ainda comentar que este trabalho faz parte de um projeto de iniciação científica que envolve o desenvolvimento de um carro voador. Por ser de grande complexidade, fez-se necessário sua divisão em vários sistemas, tais como: sistema de transmissão de potência que já foi concluído, sistema de dobrar as asas do veículo que é o tema abordado por esse trabalho, e outros sistemas pertinentes a esse tipo de veículo que ainda não foram especificados.

1.1 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é conceber um sistema leve e seguro de abertura e fechamento das asas de um carro voador.

Como objetivos secundários, têm-se:

- Dimensionar os componentes envolvidos;
- Desenhar a estrutura em software CAD.

1.2 Justificativa

Nos dias de hoje, principalmente no Brasil, a população já está acostumada com a demora no trânsito e com os congestionamentos decorrentes da má estrutura das rodovias e da grande quantidade de veículos. Porém, em determinadas situações como em casos de saúde e trabalho, o tempo gasto para se deslocar de uma cidade para outra deve ser o mínimo possível.

Para essas situações, a utilização de um carro voador só traz benefícios, pois ele se locomove com uma velocidade muito maior que carros ou ônibus, apresenta a mesma liberdade para transitar nas cidades e ainda pode percorrer seu destino em linha reta.

Diante disso, a realização desse trabalho é de grande importância para que esse veículo possa trafegar em vias públicas. Sem um sistema para dobrar suas asas, o carro voador não teria a liberdade que um carro normal possui, ou seja, seu propósito de versatilidade seria perdido.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho é dividido em capítulos, no qual no primeiro foi apresentada a introdução, abrangendo o problema de pesquisa, seus objetivos e a justificativa para o seu estudo.

O segundo capítulo apresenta os fundamentos que servirão de base para a realização e o entendimento do projeto, tais como: máquinas e mecanismos, cinemática e cinética, diagrama de corpo livre, mecânica dos sólidos, materiais para aviação, corrente de roletes, engrenagens, projeto de eixos e motores de passo.

Já o terceiro trata de como o projeto será realizado, os métodos utilizados para que os objetivos sejam alcançados.

Os resultados são apresentados no capítulo quatro, este por sua vez, engloba a definição do mecanismo, o cálculo do torque necessário no motor, o dimensionamento das engrenagens, corrente de roletes, eixos e dos demais elementos do sistema.

No quinto e último capítulo as considerações finais referentes ao trabalho desenvolvido são abordadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Máquinas e Mecanismos

Mecanismos podem ser definidos como dispositivos capazes de transformar um movimento qualquer em algo padronizado, e que na maioria das vezes produzem forças de baixa intensidade e transmitem pouca potência, por outro lado, uma máquina é um conjunto de elementos unidos e dimensionados para transmitir movimento e energia de forma significativa (NORTON, 2010).

Uicker, Pennock e Shigley (2010) diferem máquinas de mecanismos no sentido de que termos como: força, torque, trabalho e potência, são conceitos predominantemente empregados em máquinas e que embora mecanismos possam transmitir potência e força, seus propósitos são de realizar movimentos desejados.

2.2 Conceitos Fundamentais

Como vimos na subseção anterior, mecanismos e máquinas se movem, e essa ação é fundamentada pela dinâmica que pode ser dividida em dois princípios: cinemática e cinética. O primeiro aborda os aspectos geométricos do movimento, já o segundo, analisa as relações entre forças (causa) e movimento (efeito) (HIBBELER, 2005).

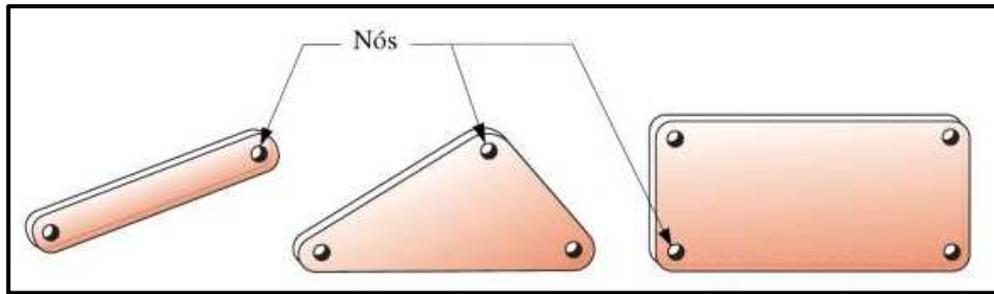
2.2.1 Cinemática

Para Norton (2010) a solução de um problema de projeto de máquinas deve ser iniciada definindo-se a configuração cinemática necessária para a obtenção de determinados movimentos. Essa configuração varia conforme o tipo de movimento, de junções e o grau de liberdade do mecanismo.

Os conceitos apresentados a seguir são referenciados por Norton (2010). O movimento de um mecanismo pode ser caracterizado por rotação pura, translação pura ou movimento completo que é uma combinação das duas anteriores.

Mecanismos são essencialmente constituídos de elos e juntas. Um elo é um corpo rígido que possui pelo menos dois nós, estes são furos onde se anexam outros elos conforme mostrado na Figura 5. A conexão entre os elos é denominada junta ou também pares cinemáticos.

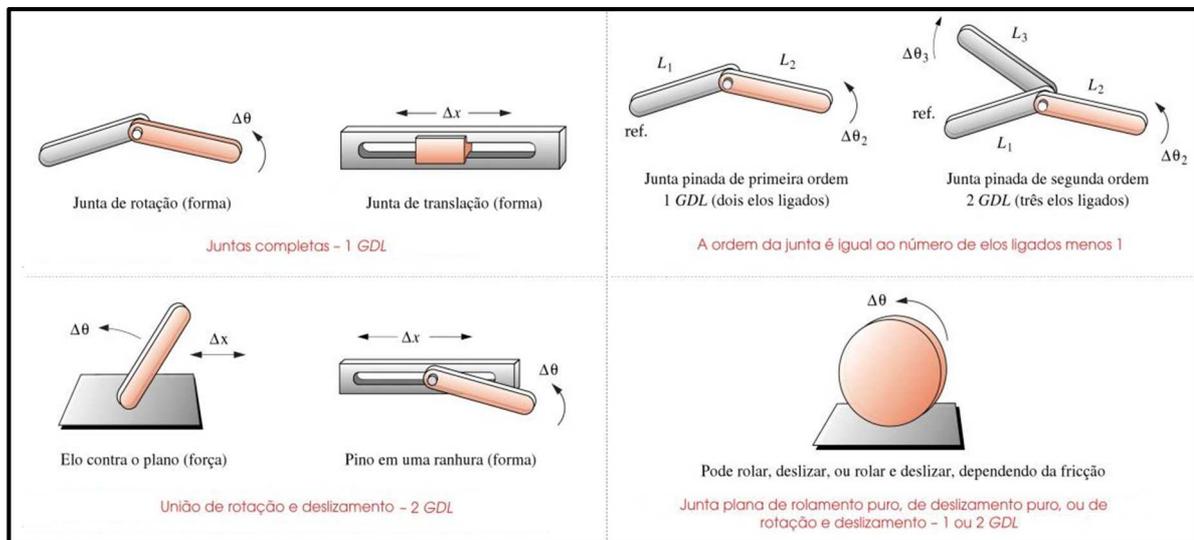
Figura 5 – Ilustração de elo e nós.



Fonte: Adaptado de Norton (2010, p. 50).

Outro importante conceito é o de graus de liberdade (GDL) que pode ser definido como o número de medidas necessárias para se definir uma posição no espaço em qualquer instante de tempo, sempre se levando em consideração um ponto de referência. Assim, podemos dizer que qualquer corpo rígido em três dimensões possui seis graus de liberdade (três comprimentos e três ângulos). A Figura 6 apresenta exemplos de juntas e seus respectivos GDL.

Figura 6 – Exemplos de juntas de mecanismos.



Fonte: Adaptado de Norton (2010, p. 52).

Onde:

Δx = liberdade de deslocamento;

$\Delta\theta$ = liberdade de rotação;

L = comprimento.

2.2.2 Cinética

Norton (2010) comenta que a análise dinâmica é importante para a determinação das forças presentes no movimento de mecanismos ou máquinas e para isso se faz necessário o entendimento das três leis de Newton do movimento. Estas estão dispostas a seguir e tomam como referência (UICKER; PENNOCK; SHIGLEY, 2010).

1ª Lei de Newton: Se todas as forças atuantes em um corpo estão em equilíbrio, isto é, seu somatório é zero, o corpo permanece em repouso ou continua seu movimento retilíneo com velocidade constante.

2ª Lei de Newton: Se as forças que atuam em um corpo não estão em equilíbrio, este sofre uma aceleração proporcional a e na direção da força resultante.

3ª Lei de Newton: Quando duas partículas interagem, surge um par de forças de reação de mesma magnitude, sentidos opostos e que atuam ao longo da linha reta comum entre elas.

As duas primeiras leis podem ser resumidas pelas Equações 1 e 2, para movimento de translação e rotação, respectivamente:

$$\sum \vec{F}_i = m\vec{a}, \quad (1)$$

em que,

\vec{F}_i = Vetor força;
 m = massa do corpo;
 \vec{a} = Vetor aceleração.

$$\sum \vec{M}_{iC} = I_C \vec{\alpha}, \quad (2)$$

em que,

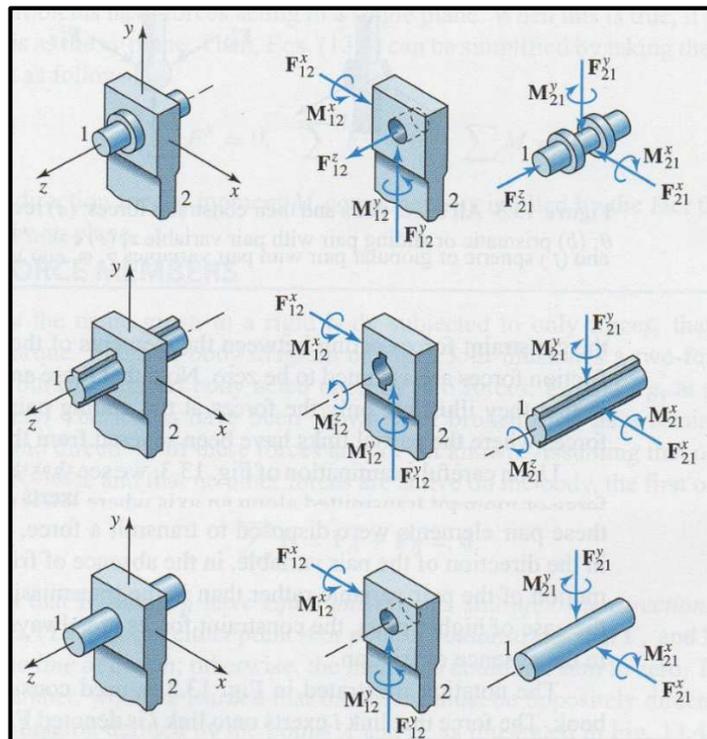
\vec{M}_{iC} = Vetor momento em relação ao centro de massa ou um ponto fixo C;
 I_C = Inércia rotacional em relação ao centro de massa ou um ponto fixo C;
 $\vec{\alpha}$ = Vetor aceleração angular.

2.2.3 Diagrama de corpo livre (DCL)

A expressão diagrama de corpo livre pode ser definida como sendo um desenho ou esboço de um corpo isolado do seu sistema, onde são expressas somente as forças e momentos exercidos pelo sistema. Também é usual descrever a magnitude e direção das reações conhecidas, sempre em função de um sistema de coordenadas escolhido pelo projetista (UICKER; PENNOCK; SHIGLEY, 2010).

Esse conceito pode ser melhor observado na figura a seguir, onde temos exemplos de sistemas com seus respectivos corpos livres. As forças com numeração 12 podem ser lidas como: a força na direção x, y ou z, exercida pelo corpo 1 ao corpo 2, já as forças com numeração 21 são o oposto, ou seja, a força exercida pelo corpo 2 ao corpo 1.

Figura 7 – Exemplos de diagramas de corpo livre.



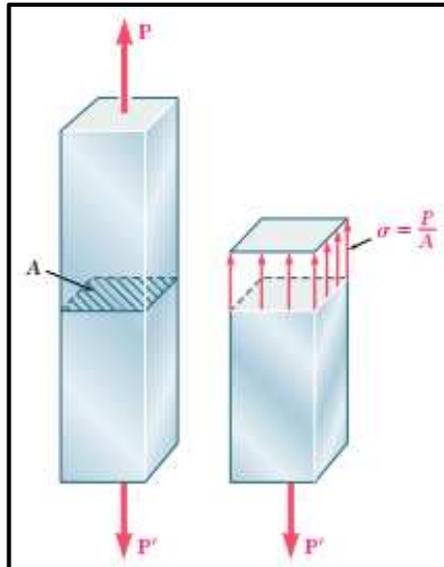
Fonte: Uicker; Pennock; Shigley (2010, p. 537).

2.3 Resistência dos Materiais

Do ponto de vista de Beer et al. (2012) o estudo de resistência dos materiais tem por objetivo fornecer os meios necessários para o projeto e análise de máquinas e estruturas de apoio de carga, e para isso as tensões desenvolvidas nessas estruturas devem ser determinadas.

Como pode ser visto na Figura 8 a aplicação de uma carga axial P em uma área A de seção transversal qualquer, é denominada tensão normal σ .

Figura 8 – Elemento com carga axial aplicada.



Fonte: Beer et al. (2012, p. 7).

Essa tensão pode ser expressa como uma tensão normal média, dada pela equação abaixo:

$$\sigma = \frac{P}{A}, \quad (3)$$

em que,

P = força normal aplicada;

A = área da seção transversal analisada.

De modo similar à tensão normal, podemos também definir a tensão de cisalhamento τ . Nesse tipo de tensão, a força é aplicada de modo a querer “cortar” o elemento, ou seja, ela é paralela à área da seção analisada. Essa tensão é frequentemente encontrada em pinos, parafusos e rebites (BEER et al., 2012).

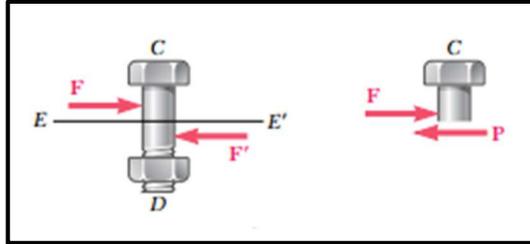
Na Figura 9 temos o exemplo de uma força cisalhante aplicada em um parafuso, a equação que define a tensão devido a essa força é:

$$\tau = \frac{F}{A}, \quad (4)$$

em que,

F = força cortante.

Figura 9 – Parafuso sujeito a cisalhamento simples.



Fonte: Beer et al. (2012, p. 12).

Beer et al. (2012) ainda afirma que a tensão máxima que uma estrutura ou máquina poderá suportar em condições normais de funcionamento, é significativamente menor que o valor da tensão limite. Essa tensão limite é chamada de tensão admissível e a relação entre ela e a tensão máxima é definida como coeficiente de segurança C_s :

$$C_s = \frac{\text{tensão máxima}}{\text{tensão admissível}} \quad (5)$$

Na engenharia aeronáutica, por exemplo, é utilizada a margem de segurança ao invés do C_s , essa margem é dada pela equação 6 (BEER et al., 2012):

$$\text{Margem de segurança} = C_s - 1, \quad (6)$$

2.4 Materiais para Aviação

Projetistas de aeronaves comerciais estão sempre em busca de componentes mais leves, baratos e que mantenham uma integridade estrutural adequada. Com isso, novos materiais para esse propósito estão sendo desenvolvidos, como por exemplo, fibras de carbono e compostos de vidro mais leves, fortes e com secagem mais rápida, além de metais e ligas mais leves (THRYFT, 2012).

Embora os compostos, principalmente fibra de carbono, receberem uma grande atenção, os principais materiais utilizados na estrutura de aviões comerciais ainda são os aços, principalmente o alumínio e suas ligas. Por exemplo, a nova liga de alumínio-lítio desenvolvida

pela Alcoa, além de possuir melhores índices de resistência-peso, rigidez e resistência à corrosão, a sua densidade é de 2 a 10% menor que a do alumínio tradicional (THRYFT, 2012).

De acordo com Camargo (2011) o alumínio está presente em todo o avião, porém, em diferentes ligas, tais como: nas asas é utilizada a liga 7150, na fuselagem a série 2000 e no teto, a série 7000. A Alcoa (2010) recomenda o uso da liga 2024 em aplicações que necessitam alta resistência como equipamentos e estruturas para a aviação. Desse modo, a tabela abaixo lista algumas propriedades mecânicas desta liga em função da têmpera realizada.

Tabela 1 – Limites de Propriedades Mecânicas da Liga 2024.

Têmpera	Espessura de Parede (mm)	Resistência a Tração (Mpa)		Alongamento	Dureza Brinell	Res. Máx. ao Cisalhamento (Mpa)
		Limite de Res. a Tensão	Limite de Escoamento	Porcentagem Min. Em 50 mm ou 4D	(Carga de 500 kgf/Bola de 10 mm)	
		Min.	Min.			
T351	12,5-25,0	435	290	8	120	282
	25,01-40,0	425	290	7	120	282
	40,01-50,0	425	290	4	120	282
	50,01-80,0	415	290	4	120	282
T4	Até 12,50	425	210	10	120	285
	12,51-114,0	425	290	10	120	285
	114,01-165	425	275	10	120	285
	165,0-203,0	400	260	10	120	285
T6	Até 165,0	425	345	5	125	285
T851	12,50-165,0	455	380	5	128	296

Fonte: Adaptado de Alcoa (2010, p. 13).

2.5 Elementos de máquinas

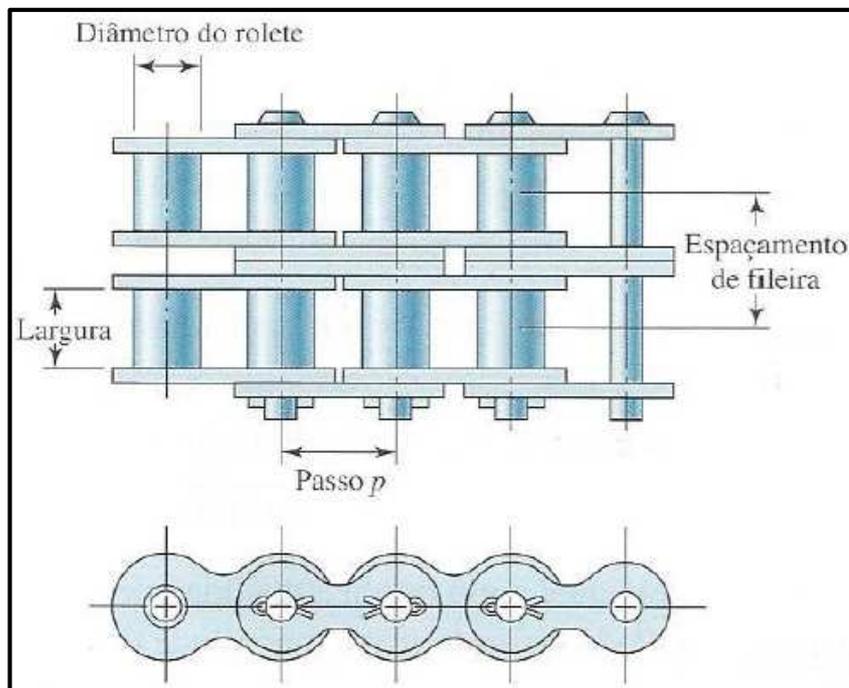
2.5.1 Corrente de roletes

Transmissões por corrente são utilizadas quando há necessidade de acionar vários eixos com uma única fonte de potência e também em casos onde a distância entre eixos é muito grande. Esse tipo de elemento possui como características básicas, além das citadas

anteriormente, uma razão constante de transmissão, pois não existe escorregamento entre os roletes e a roda dentada (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Budynas e Nisbett (2011) ainda afirmam que dificilmente correntes de roletes falham por falta de resistência à tração, sendo muito mais comum ocorrer algum problema por excesso de horas de trabalho do elemento. Os autores comentam que a *American National Standards Institute* (ANSI) padronizou esses elementos conforme seu tamanho e a Figura 10 ilustra a nomenclatura utilizada.

Figura 10 – Nomenclatura da corrente de roletes.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 913).

As dimensões apresentadas na figura acima estão listadas na Tabela 2 para alguns números de corrente ANSI.

Tabela 2 – Dimensões de correntes de roletes padronizadas americanas.

Número de corrente ANSI	Passo [mm]	Largura [mm]	Resistência de tração mínima [N]	Diâmetro do rolete [mm]
60	19,05	12,7	31300	11,91
80	25,40	15,88	55600	15,87
100	31,75	19,05	86700	19,05
120	38,10	25,40	124500	22,22

Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 914).

Como existe um padrão para esse tipo de transmissão, alguns fabricantes desenvolveram softwares que dimensionam a corrente de acordo com características específicas de cada cliente. Para facilitar o desenvolvimento do sistema e diminuir possíveis erros de dimensionamento, foi utilizado o software *Renold Transmission Chain Drive Selector* da empresa Renold ©.

Em resumo, são preenchidos os campos requeridos pelo software e então é gerado um relatório com as características da corrente e das rodas dentadas, podemos ver na Figura 11 a área gráfica desse software.

Figura 11 – Características necessárias no dimensionamento de correntes.

Fonte: www.renold.com

2.5.2 Engrenagens

A principal função desse elemento de máquina é transmitir torque e velocidade angular com diversas aplicações. Existem vários tipos de engrenagens que serão mostrados a seguir tomando como referência Norton (2013).

➤ Engrenagens cilíndricas de dentes retos:

É a mais simples entre as engrenagens, sendo projetada para trabalhar com eixos paralelos e seus dentes são retos em relação ao eixo. Um exemplo desse tipo de engrenagem é mostrado na Figura 12 onde temos uma cremalheira de dentes retos.

Figura 12 – Cremalheira e pinhão de dentes retos.



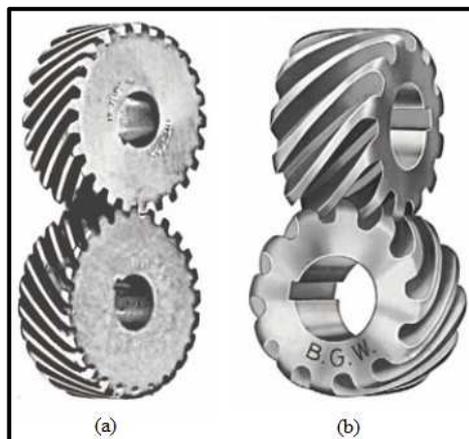
Fonte: Norton (2013, p. 602).

➤ Engrenagens helicoidais:

Esse tipo de engrenagem é muito parecido com o mencionado anteriormente, a diferença existente é que nas engrenagens helicoidais existe um ângulo entre o dentado e o eixo de rotação, esse ângulo é chamado de ângulo de hélice, varia de 10° a 45° e um par de engrenagens deve ter uma com mão de hélice direta e outra com mão de hélice esquerda.

Em função desse ângulo, o contato entre os dentes é feito gradualmente, resultando em engrenagens mais silenciosas e com menos vibrações em relação às de dente reto. A Figura 13 apresenta duas configurações desse tipo de engrenagem, onde: (a) par de engrenagens de hélices de mãos opostas com eixos paralelos e (b) engrenagens de hélices de mãos iguais e eixos cruzados.

Figura 13 – Engrenagens helicoidais.

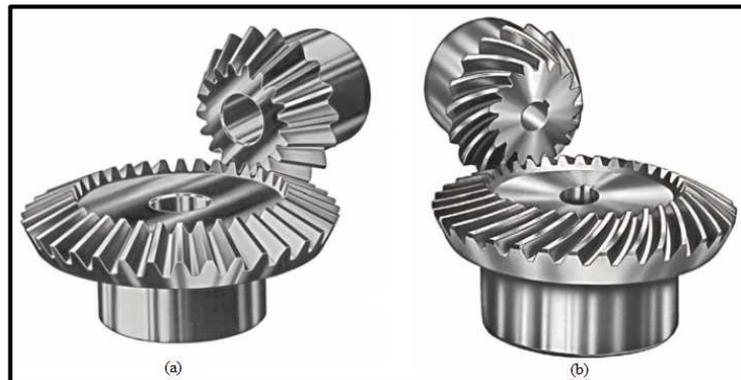


Fonte: Norton (2013, p. 658).

➤ Engrenagens cônicas:

Engrenagens cônicas acoplam eixos concorrentes ou reversos, podem ter dentes retos ou helicoidais e o ângulo entre seus eixos pode ser qualquer valor e é frequentemente 90° . A Figura 14 (a) ilustra um par de engrenagens cônicas de dentes retos e eixos concorrentes e (b) de dentes helicoidais e eixos concorrentes.

Figura 14 – Engrenagens cônicas retas e espirais.



Fonte: Norton (2013, p. 669).

➤ Engrenagens sem-fim:

O engrenamento sem-fim consiste de um parafuso sem-fim e uma roda sem-fim (coroa), esse parafuso é uma engrenagem helicoidal com um ângulo de hélice tão grande que um único dente se envolve continuamente ao redor de sua circunferência. Como ilustrado na Figura 15, eles conectam eixos não paralelos, sem interseção e geralmente com um ângulo reto.

Figura 15 – Par coroa e sem-fim.

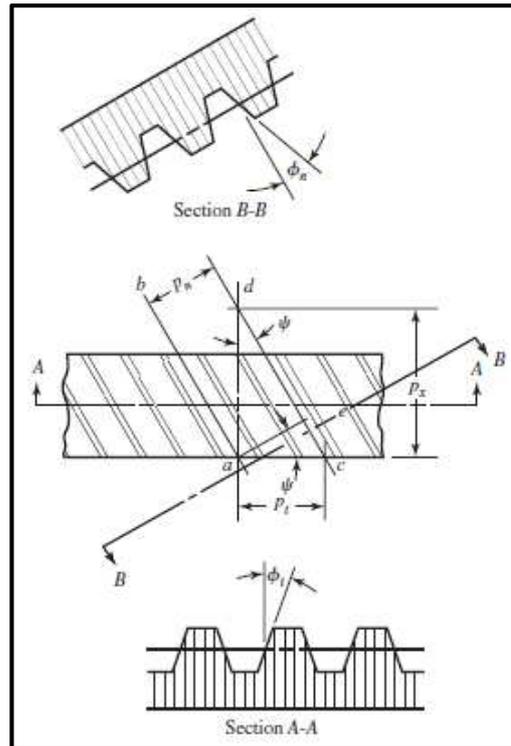


Fonte: Norton (2013, p. 676).

2.5.2.1 Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

A figura mostrada abaixo traz algumas características e nomenclatura de uma cremalheira helicoidal.

Figura 16 – Nomenclatura de engrenagens helicoidais



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 698).

As Equações 7 a 14 têm como referência Budynas e Nisbett (2011) e determinam parâmetros característicos importantes das engrenagens helicoidais, que podem ser observados na Figura 16:

$$p_n = p_t \cos \psi, \quad (7)$$

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi'}, \quad (8)$$

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi'}, \quad (9)$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t}, \quad (10)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \psi}, \quad (11)$$

$$p_t = \pi m_t, \quad (12)$$

$$d_p = \frac{Z_p m_n}{\cos \psi}, \quad (13)$$

$$d_G = \frac{Z_G m_n}{\cos \psi}, \quad (14)$$

em que,

p_n = passo circular normal;

p_t = passo transversal;

p_x = passo axial;

P_n = passo diametral normal;

P_t = passo diametral transversal;

Ψ = ângulo de hélice;

ϕ_t e ϕ_n = ângulos de pressão na direção de rotação e normal, respectivamente;

m_t e m_n = módulo transversal e normal, respectivamente;

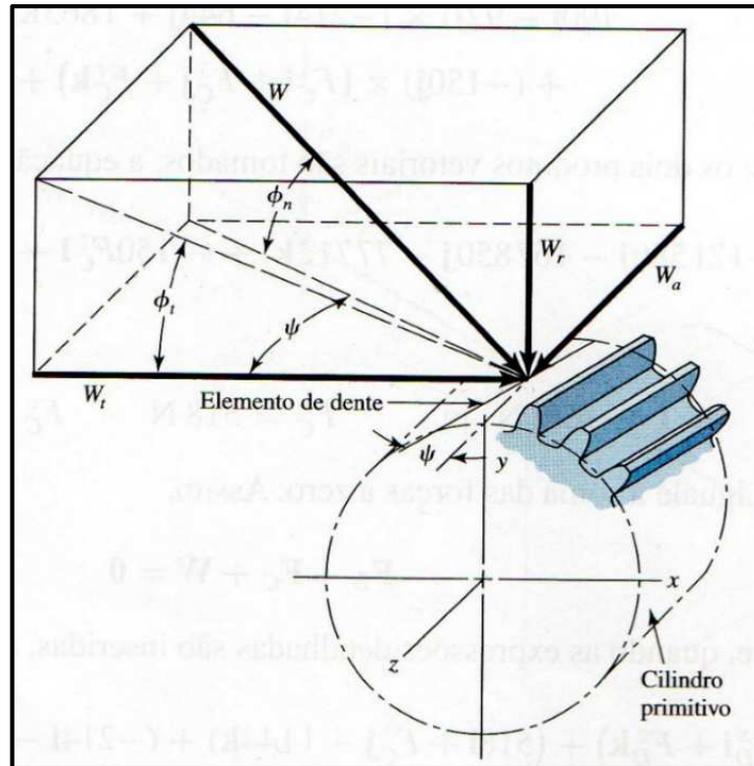
d_p e d_G = diâmetro primitivo do pinhão e coroa, respectivamente;

Z_p e Z_G = número de dentes do pinhão e coroa, respectivamente.

2.5.2.2 Forças em engrenagens de dentes helicoidais

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), podem-se determinar as forças envolvidas em um par de engrenagens helicoidais segundo as Equações 15, 16 e 17, cujo sistema coordenado está demonstrado na Figura 17, que ilustra as forças no dentado de uma engrenagem helicoidal de mão direita.

Figura 17 – Forças no dentado de uma engrenagem helicoidal de mão direita.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 718).

$$W_r = W \sin \phi_n, \quad (15)$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi, \quad (16)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi, \quad (17)$$

em que,

W = força total;

W_r = componente radial;

W_t = componente tangencial (força transmitida);

W_a = componente axial (carga de avanço).

A carga transmitida W_t é definida pela Equação 18 para o sistema internacional de medidas:

$$W_t = \frac{60000H}{\pi d n} \text{ [N]}, \quad (18)$$

em que,

$$H = T * \omega, \quad (19)$$

em que,

H = potência [W];

d = diâmetro da engrenagem [mm];

n = rotação [rpm];

T = torque [Nm];

ω = velocidade angular [rad/s].

2.5.2.3 Dimensionamento do dentado de engrenagens de dentes helicoidais

Para dimensionar o dentado das engrenagens de dentes helicoidais, a *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) utiliza duas equações fundamentais de tensão em sua metodologia, a Equação 20 para tensão flexional e a Equação 21 para resistência ao desgaste. Já as Equações 22 e 23 determinam as tensões admissíveis para cada caso (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}, \quad (20)$$

$$\sigma_C = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{b d_{w1}} \frac{Z_R}{Z_I}}, \quad (21)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}, \quad (22)$$

$$\sigma_{C,adm} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}, \quad (23)$$

em que,

K_0 = fator de sobrecarga;

K_v = fator dinâmico;

K_s = fator de tamanho;

K_H = fator de distribuição de carga;

K_B = fator de espessura de borda;

b = largura da face do elemento mais estreito [mm];

d_{w1} = diâmetro primitivo (de passo) do pinhão [mm];

Y_J = fator geométrico para a resistência flexional;

Y_N = fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão;

Y_θ = fator de temperatura;

Y_Z = fator de confiabilidade;

Z_E = coeficiente elástico [$\sqrt{N/mm^2}$];

Z_R = fator de condição superficial;

Z_I = fator geométrico para a resistência ao desgaste;

Z_N = fator de ciclagem de tensão na vida;

Z_W = fator de razão de dureza para a resistência ao desgaste;

S_t e S_c = tensões de flexão e de contato admissíveis, respectivamente [N/mm^2];

S_F e S_H = fatores de segurança AGMA.

Os coeficientes e fatores mencionados acima são determinados pelas equações, figuras e tabelas apresentadas a seguir e terão como referência Budynas e Nisbett (2011).

➤ Fator de sobrecarga (K_0):

Corrige as tensões de acordo com a intensidade do carregamento sofrido pelo sistema em função das características do elemento acionador.

Tabela 3 – Fatores de sobrecarga.

Caráter do acionador principal	Caráter da carga na máquina acionada			
	Uniforme	Choques leves	Choques médios	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75 ou maior
Choques leves	1,10	1,35	1,60	1,85 ou maior
Choques médios	1,25	1,50	1,75	2,00 ou maior
Choques intensos	1,50	1,75	2,00	2,25 ou maior

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 797).

➤ Fator dinâmico (K_v):

Este fator corrige erros na construção e engrazamento de dentes de engrenagens. O número de qualidade (Q_v) é definido pela AGMA e números de 3 a 7 incluem a maior parte das engrenagens de qualidade comercial, já em intervalos de 8 a 12 são classificadas engrenagens de qualidade precisa, a Equação 24 demonstra como se calcular tal fator:

$$K_v = \left(\frac{A - \sqrt{200V}}{A} \right)^B, \quad (24)$$

em que,

$$A = 50 + 56(1 - B) \text{ e } B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}, \quad (25)$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \left(\frac{n}{60}\right)}{1000} \text{ [m/s]}, \quad (26)$$

em que,

d_p = diâmetro primitivo [mm];

n = rotação [rpm].

➤ Fator de tamanho (K_s):

Esse fator reflete a não uniformidade das propriedades do material causada pelo tamanho e ainda não possui padrões definidos, portanto, a AGMA recomenda que $K_s = 1$.

➤ Fator de distribuição de carga (K_H):

O fator de distribuição de carga corrige a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato das engrenagens e é definido pela Equação 27:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e), \quad (27)$$

em que,

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases}, \quad (28)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ in} \end{cases}, \quad (29)$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 \text{ para pinhão motando no intervalo entre mancais com } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 \text{ para pinhão motando no intervalo entre mancais com } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (30)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2, \quad (31)$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 \text{ para engrenamento ajustado na montagem} \\ 1 \text{ para todas as outras condições} \end{cases}, \quad (32)$$

em que,

F = largura de face líquida;

A , B e C = constantes empíricas apresentadas na Tabela 4.

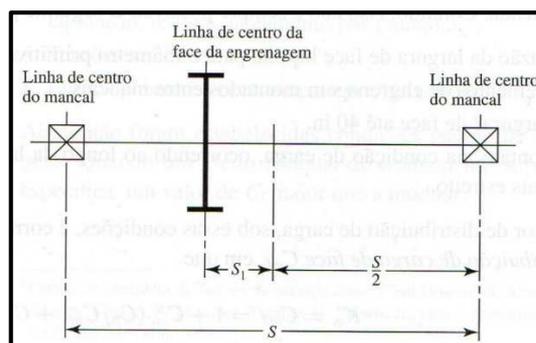
S_1/S = distâncias definidas pela Figura 18.

Tabela 4 – Constantes empíricas para a Equação 31.

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais.	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão.	0,0675	0,0128	$-0,726(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extra precisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 766).

Figura 18 – Distâncias S e S_1 utilizadas na avaliação de C_{pm} .



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 766).

➤ Fator de espessura de borda (K_B):

Esse fator é utilizado para ajustar a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino e é determinado em função de uma razão m_B definida por $m_B = \frac{t_R}{h_t}$:

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases}, \quad (33)$$

em que,

t_R = espessura da borda abaixo do dente [in];

h_t = altura do dente [in].

➤ Largura da face do elemento mais estreito (b):

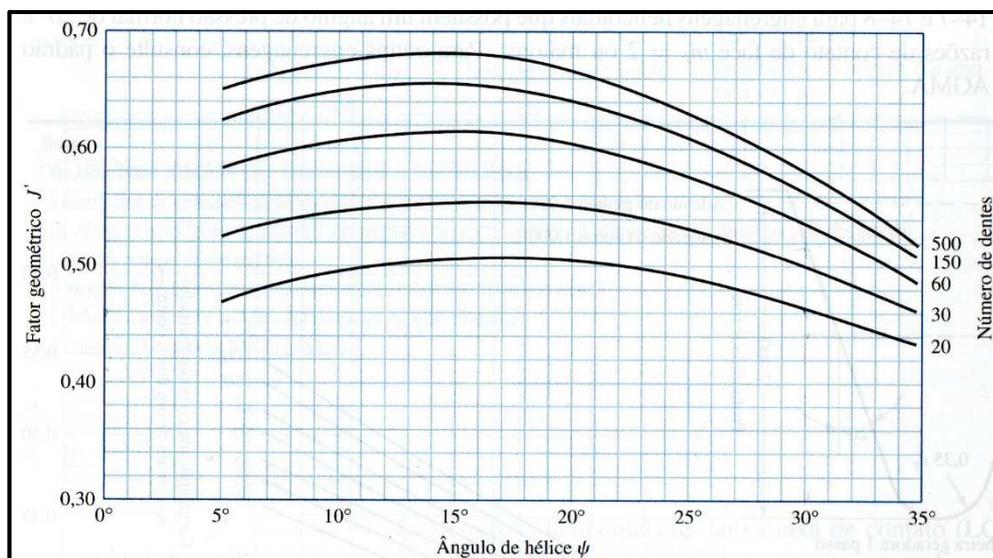
A largura de face das engrenagens é definida pelo projetista e a AGMA recomenda ser maior que 3 vezes e menor que 5 vezes o passo transversal, ou seja:

$$3p_t < b < 5p_t. \quad (34)$$

➤ Fator geométrico para a resistência flexional (Y_J):

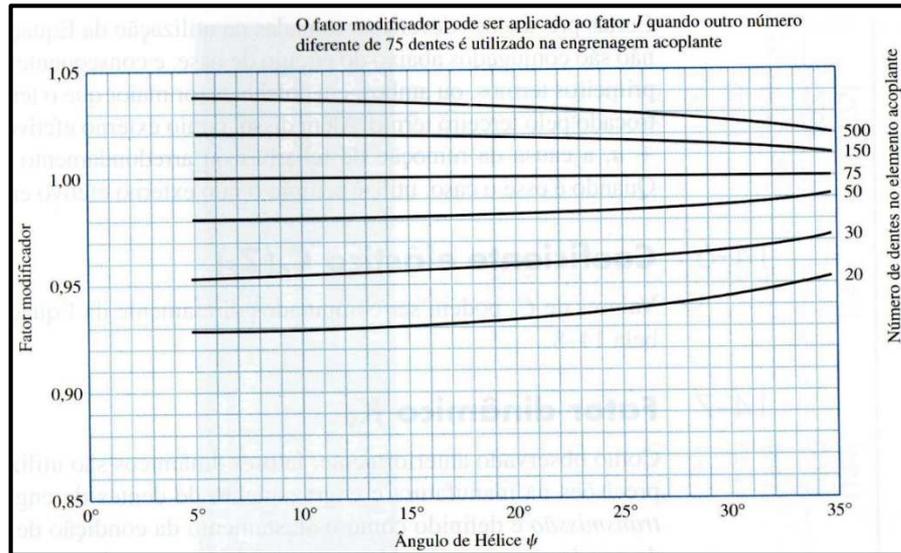
Esse fator é determinado pela Figura 19 quando a engrenagem acoplante possuir 75 dentes, caso contrário, um fator modificador dado pela Figura 20 deve ser aplicado a Y_J .

Figura 19 – Fatores geométricos para engrenagens helicoidais.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 760).

Figura 20 – Multiplicadores de fatores Y_J para uso com a figura 19.

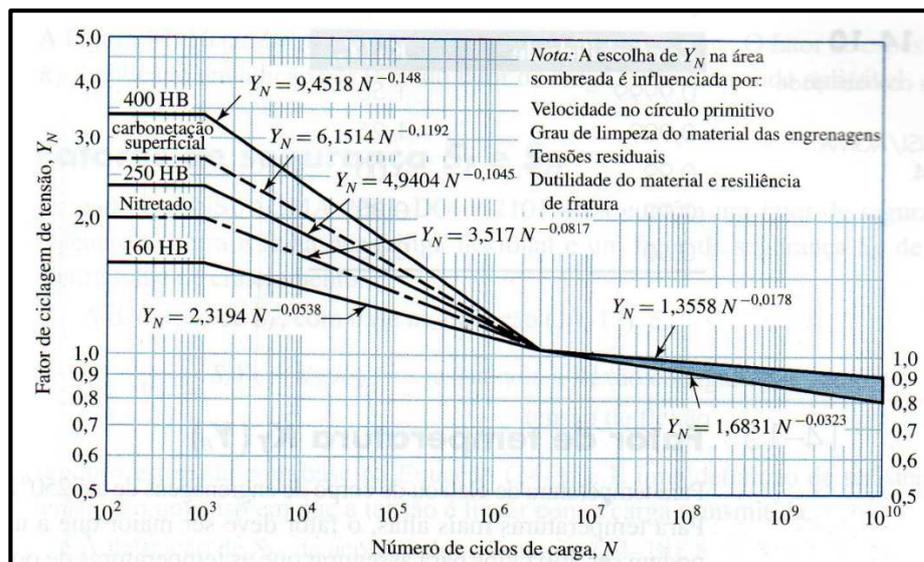


Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 761).

- Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão e resistência ao desgaste (Y_N) e (Z_N):

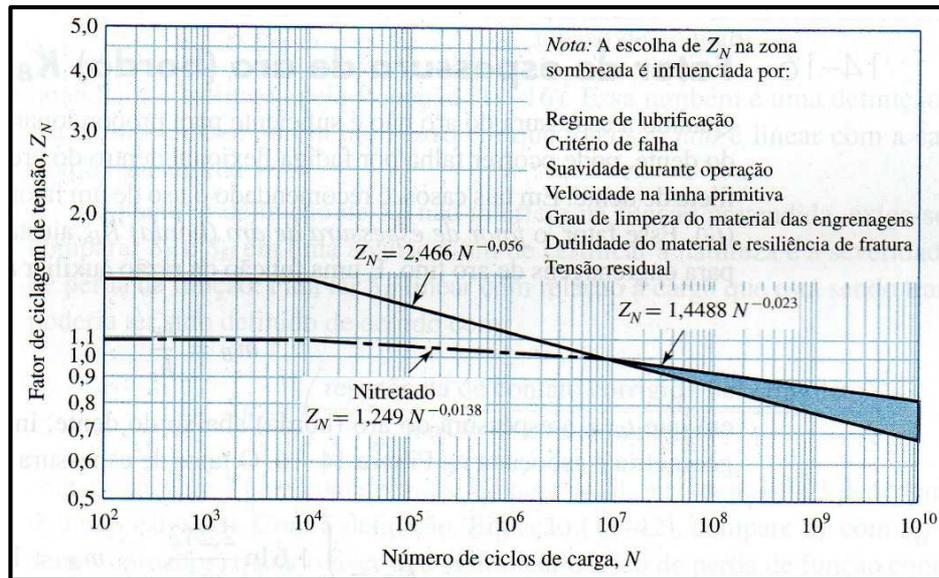
A referência utilizada apresenta tabelas e figuras para a escolha do material com base em uma vida em fadiga com 10^7 ciclos. Os fatores Y_N e Z_N são utilizados para corrigir os dados dessas tabelas se o projetista utilizar uma vida diferente de 10^7 ciclos. Como nesse projeto iremos utilizar vida de 10^7 ciclos o pinhão de entrada, o restante das engrenagens terá uma vida em fadiga de $N = \frac{10^7}{i}$ ciclos, sendo i a relação de transmissão de cada estágio. Então, diante das Figuras 21 e 22 poderemos determinar Y_N e Z_N para cada elemento.

Figura 21 – Fator de ciclagem de tensão Y_N para resistência à flexão.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 769).

Figura 22 – Fator de ciclagem de tensão Z_N para resistência ao desgaste.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 769).

➤ Fator de temperatura (Y_θ):

É recomendado o uso de $Y_\theta = 1$ para temperaturas de óleo ou corpo de engrenagem de até 120°C.

➤ Fator de confiabilidade (Y_Z):

As tensões S_t e S_c apresentadas no início dessa subseção são baseadas em uma confiabilidade de 99%, ou seja, $Y_Z = 1$ para esse caso. Em situações onde tivermos uma confiabilidade diferente desta, utilizamos a tabela abaixo para determinar a magnitude desse fator.

Tabela 5 – Fatores de confiabilidade.

Confiabilidade	Y_Z
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 770).

➤ Coeficiente elástico (Z_E):

Esse fator é definido pela AGMA para simplificar a combinação de vários materiais de pinhão e coroa no equacionamento da resistência ao desgaste:

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}, \quad (35)$$

em que,

ν = coeficiente de Poisson;

E = módulo de elasticidade [MPa].

➤ Fator de condição superficial (Z_R):

A AGMA recomenda $Z_R = 1$, pois ainda não foram estabelecidas condições padrões de superfície para que se possa determinar desse fator.

➤ Fator geométrico da resistência superficial (Z_I):

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engrenagens externas} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engrenagens internas} \end{cases}, \quad (36)$$

em que,

$$m_N = \frac{p_N}{0,95Z}, \quad (37)$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_P}, \quad (38)$$

$$p_N = p_n \cos \phi_n, \quad (39)$$

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \sin \phi_t, \quad (40)$$

$$r_b = r \cos \phi_t, \quad (41)$$

em que,

a = adendo = $1 * m_n$;

r_b = raio do círculo base.

- Fator de razão de dureza para a resistência ao desgaste (Z_W):

Este fator é utilizado somente para a coroa, e tem o objetivo de ajustar as resistências superficiais que ocorrem pelo fato do pinhão ser submetido a mais ciclos de tensão de contato. A equação que define esse fator é dada a seguir:

$$Z_W = 1,0 + A'(m_G - 1), \quad (42)$$

em que,

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2 \Rightarrow A' = 0, \quad (43)$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1,7 \Rightarrow A' = 0,00698, \quad (44)$$

em que,

H_{BP} e H_{BG} = durezas Brinell (esfera de 10 mm sob carga de 3000 kgf) do pinhão e coroa, respectivamente;

$$m_G = \text{razão de velocidade} = \frac{d_G}{d_P}.$$

- Tensões de flexão e de contato admissíveis (S_t ; S_c):

Para engrenagens de aço endurecido por completo com 10^7 ciclos e 99% de confiabilidade, as tensões admissíveis de flexão e de contato são dadas pelas equações a seguir:

$$S_t = 0,703H_B + 113 \quad [\text{MPa}], \quad (45)$$

$$S_c = 2,41H_B + 237 \quad [\text{MPa}]. \quad (46)$$

- Fatores de segurança AGMA (S_F ; S_H):

A AGMA recomenda o uso de um fator de segurança contra falha por fadiga flexional S_F e um fator de segurança contra falha de crateramento S_H , que estão descritos pelas equações abaixo:

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma}, \quad (47)$$

$$S_H = \frac{S_c Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c} \quad (48)$$

2.5.3 Projeto de eixos

Para se projetar o diâmetro de um eixo, não é preciso determinar a tensão em todos os seus pontos, mas sim em pontos críticos, tais como: superfície externa, onde existir torque, locais com grande momento fletor ou geometrias que proporcionem concentração de tensões (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

De modo a dimensionar o diâmetro de um eixo para uma vida infinita em fadiga, utilizamos a combinação de tensões de acordo com a teoria de falha da energia de distorção (DE) com o critério de fadiga ASME elíptica, em resumo DE-ASME, apresentado por Budynas e Nisbett (2011) conforme a Equação 49:

$$d = \left\{ \frac{16n_{\text{eixo}}}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}, \quad (49)$$

em que,

n_{eixo} = fator de segurança;

K_f = fator de concentração de tensão de fadiga para flexão;

K_{fs} = fator de concentração de tensão de fadiga para torção;

M_a e M_m = momentos fletores alternante e médio, respectivamente;

T_a e T_m = torques alternante e médio, respectivamente;

S_e = limite de resistência à fadiga;

S_y = tensão de escoamento do material.

Para se determinar os fatores K_f e K_{fs} é levado em conta a geometria do eixo, entretanto, como não temos dimensões iniciais, existem tabelas para estimativas desses fatores que poderão ser utilizadas na primeira iteração dos cálculos. O resumo dessas estimativas é apresentado na Tabela 6.

Tabela 6 – Estimativas da primeira iteração para fatores de concentração de tensão.

	Flexional	Torcional	Axial
Filete de ressalto – pontudo ($r/d=0,02$)	2,7	2,2	3,0
Filete de ressalto – bem arredondado ($r/d=0,1$)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ($r/d=0,02$)	2,14	3,0	-
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 387).

Já o limite de resistência à fadiga totalmente corrigido é dado pela Equação 50 (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e 0,5 S_{ut}, \quad (50)$$

em que,

k_a = fator de superfície;

k_b = fator de tamanho;

k_c = fator de carga;

k_d = fator de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

S_{ut} = resistência à tração mínima.

Tais fatores são determinados por análise de equações e tabelas que estão dispostos a seguir, todas tomando como referência Budynas e Nisbett (2011).

➤ Fator de superfície (k_a):

Aplica uma correção no limite de resistência a fadiga de acordo com o acabamento superficial do elemento, com a e b sendo os parâmetros encontrados na Tabela 7:

$$k_a = a S_{ut}^b. \quad (51)$$

Tabela 7 – Parâmetros para o fator de superfície.

Acabamento superficial	Fator a	Expoente b
	S_{ut}, MPa	
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 306).

➤ Fator de tamanho (k_b):

Para flexão e torção, k_b é dado pela Equação 52, já para carregamento axial, $k_b = 1$:

$$k_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (52)$$

➤ Fator de carga (k_c):

Os valores para esse fator são definidos abaixo e devem ser escolhidos de modo que ocorra somente determinado carregamento no eixo. Se existirem cargas axiais e flexão, ou torção e flexão, utiliza-se o valor do maior fator, ou seja, $k_c = 1$:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (53)$$

➤ Fator de temperatura (k_d):

Em temperaturas de até 37°C, $k_d = 1$, porém, para o intervalo $37 \leq T \leq 540$ °C, k_d é determinado pela Equação 54.

$$k_d = 0,9877 + 0,6507(10^{-3})T - 0,3415(10^{-5})T^2 + 0,5621(10^{-8})T^3 - 6,246(10^{-12})T^4. \quad (54)$$

➤ Fator de confiabilidade (k_e):

Corrige o limite de resistência à fadiga de acordo com a confiabilidade do elemento, determinada pelo projetista e definida de acordo com a tabela a seguir.

Tabela 8 – Fatores de confiabilidade k_e .

Confiabilidade [%]	Fator k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 311).

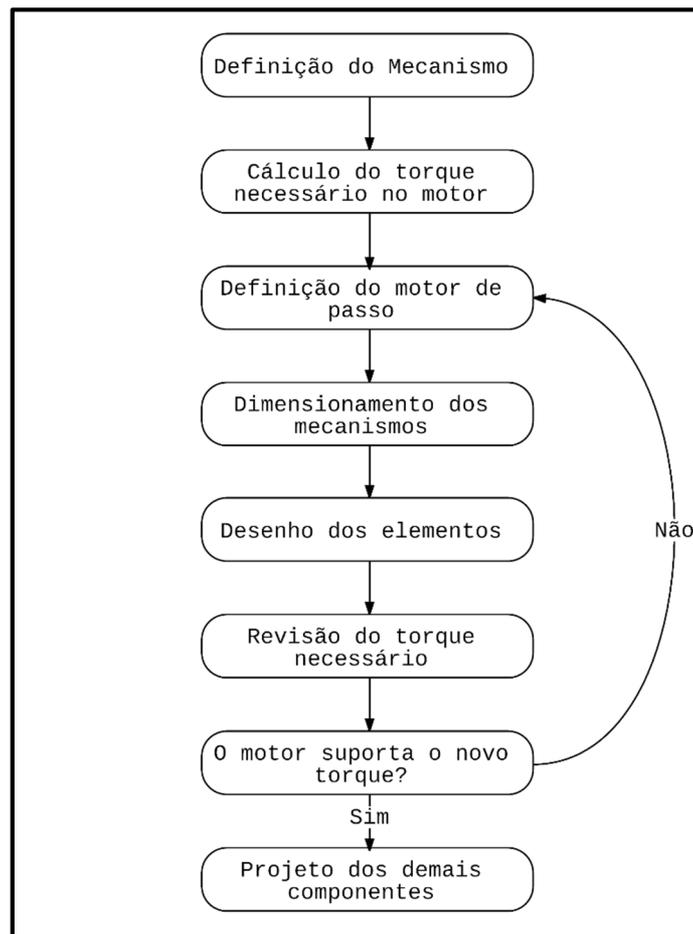
2.6 Motores de passo

O princípio básico de operação de um motor de passo não é muito diferente de um motor corrente alternada (AC) ou corrente contínua (DC). Todos são formados por bobinas e imãs com um eixo que se movimentam quando energia elétrica é aplicada. A diferença para o motor de passo está no modo como o eixo se move. O eixo se movimentam quando as diversas bobinas são energizadas em sequência (passo). Os motores de passo são empregados no controle fino de posicionamento, não apenas sendo colocado em determinada posição, mas também girando com velocidade controlada por pulsos (BRAGA, 2014).

3 METODOLOGIA

Esse capítulo apresenta a metodologia utilizada para que os objetivos do presente trabalho sejam cumpridos. Para isso, o projeto do sistema foi dividido em atividades que estão definidas no fluxograma da Figura 23.

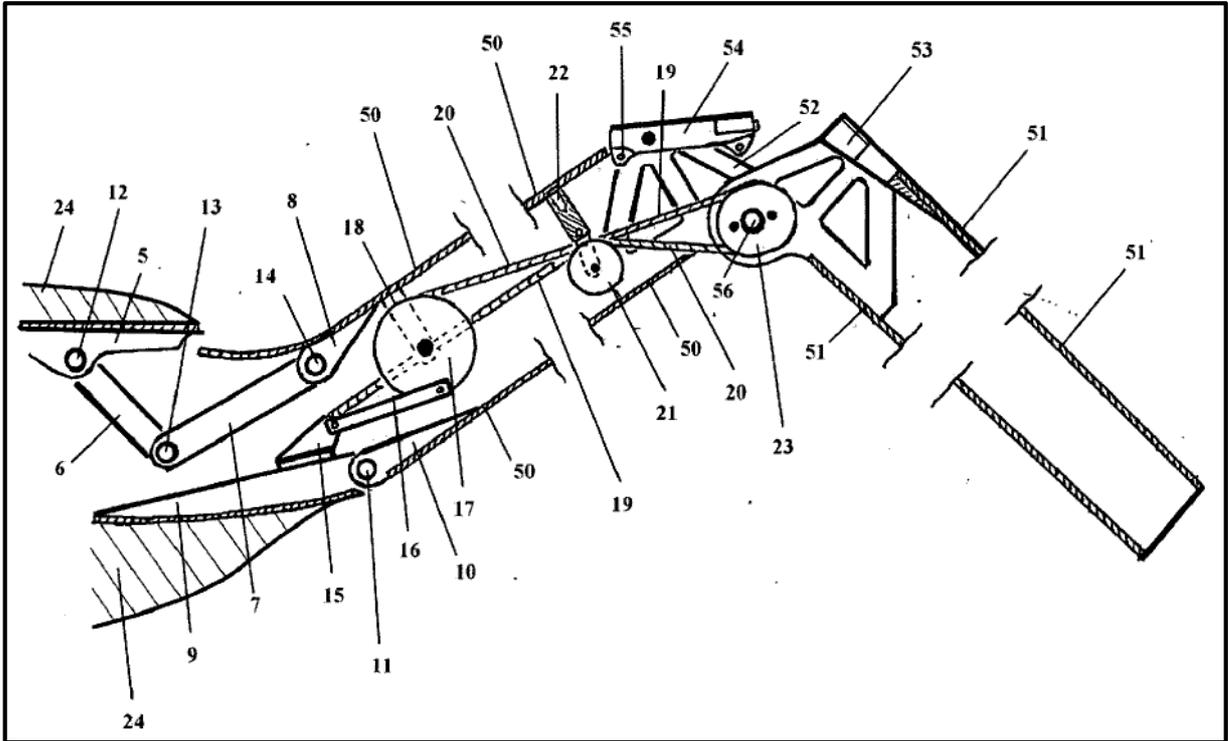
Figura 23 – Fluxograma das atividades do projeto.



O mecanismo foi definido com o intuito de recolher e também estender as asas do veículo de uma forma simples e segura. Devemos ressaltar que a configuração do mecanismo foi uma escolha do projetista, não excluindo a possibilidade de que outros mecanismos possam realizar o mesmo processo de uma forma mais simples ou mais complexa.

Num estudo realizado entre os carros voadores mais divulgados, o mecanismo de recolher asas do veículo mais similar ao proposto é o do Transition da empresa Terrafugia. Diante disso, buscamos por patentes da empresa para podermos analisar o mecanismo de dobrar asas do seu veículo, a Figura 24 ilustra o sistema proposto pela empresa.

Figura 24 – Sistema de dobrar asas do veículo Transition.



Fonte: Schweighart et al., (2010, p. 1).

Como pode ser visto, o sistema é bastante complexo e possui vários componentes, além disso, a estrutura apresentada na Figura 24 é apenas uma parte do mecanismo que foi dividido em três patentes, as outras duas explicando sistemas de movimento das hastes e mecanismo de fixação das asas.

Resumidamente, um atuador linear move a haste 6 que é ligada por um pino à haste 7, está por sua vez é conectada na asa (50) pelo pino 14. Esse movimento do atuador faz com que a asa (50) gire em função do pino 11. Com isso, o sistema de polias age automaticamente abrindo ou fechando a segunda parte da asa (51) (SCHWEIGHART et al., 2010).

3.1 Etapas do dimensionamento

Conforme mostra a Figura 23, para a definição do torque requerido no motor, fez-se necessário desenhar em software CAD a estrutura das asas do veículo e então ferramentas do software possibilitaram o cálculo do torque no eixo de giro da asa.

O processo de dimensionamento dos elementos de máquina foi realizado integralmente no software Excel, reduzindo erros de arredondamento e também agilizando o processo em

geral, pois como pode ser visto na Figura 23, após o desenho de todo o mecanismo, o torque necessário deve ser recalculado com base no novo peso total do sistema.

Se o novo torque requerido for maior que o utilizado para o dimensionamento dos elementos, o processo deve ser iniciado novamente com o novo valor. Podemos afirmar que essa etapa do projeto foi realizada três vezes até que os valores convergissem, ou seja, seria inviável a realização desse processo sem a criação das tabelas do Excel que estão apresentadas no apêndice B deste trabalho.

A metodologia empregada no dimensionamento dos elementos tem como base as equações apresentadas na revisão bibliográfica desse trabalho. Estas foram introduzidas ao software, onde foi possível analisar facilmente a mudança dos coeficientes de segurança quando algum parâmetro dos elementos era modificado, tornando o dimensionamento um processo dinâmico.

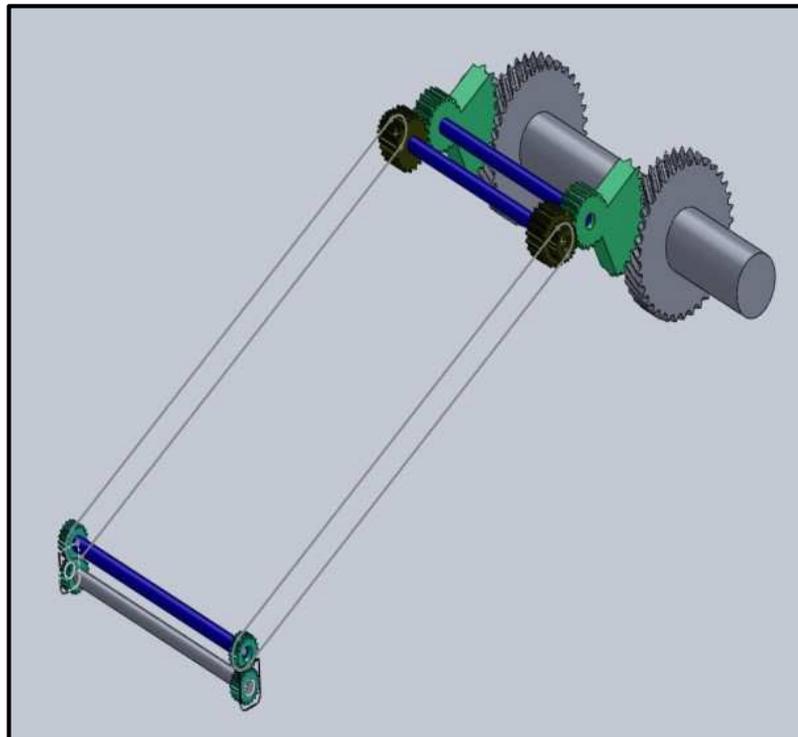
4 RESULTADOS

4.1 Definição do mecanismo

No início desse trabalho, tínhamos uma ideia principal que foi concebida no projeto de pesquisa no qual esse trabalho faz parte, a figura a seguir apresenta essa ideia que tem por princípio de funcionamento engrenagens que fazem o movimento das asas, esse movimento é transmitido de uma extremidade a outra da asa por correias dentadas.

Nessa fase da pesquisa ainda não foram definidos os elementos que gerariam movimento e não foi detalhado o mecanismo de giro das asas.

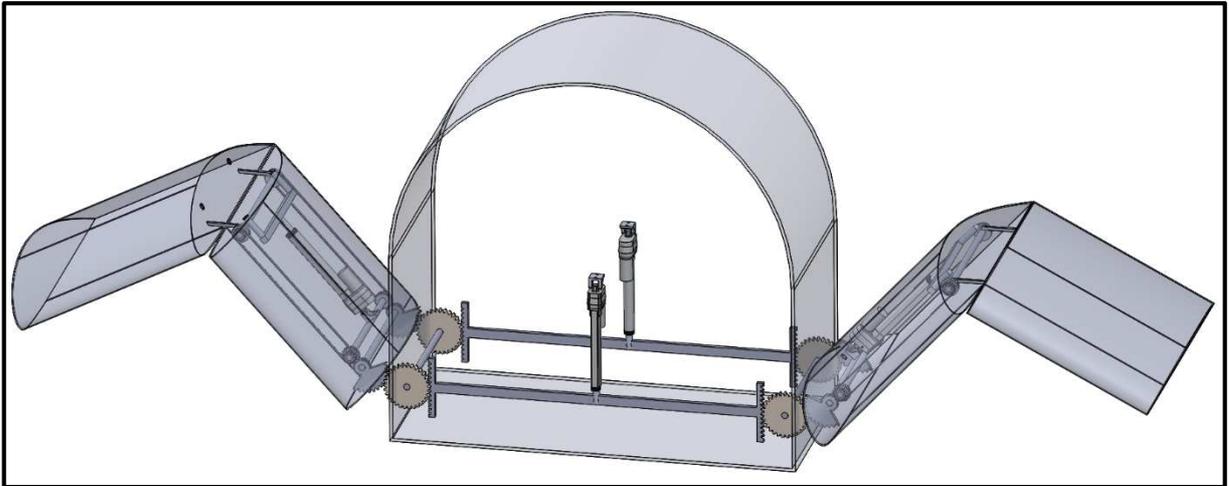
Figura 25 – Sistema proposto pelo projeto de pesquisa.



Na primeira metade do trabalho desenvolvemos o sistema com base na ideia inicial, a Figura 26 detalha o mecanismo proposto. Podemos ver que teve algumas mudanças em relação a figura acima, temos agora um sistema que movimenta as engrenagens (atuadores lineares) e definimos que a segunda parte da asa seria movimentada através de hastes.

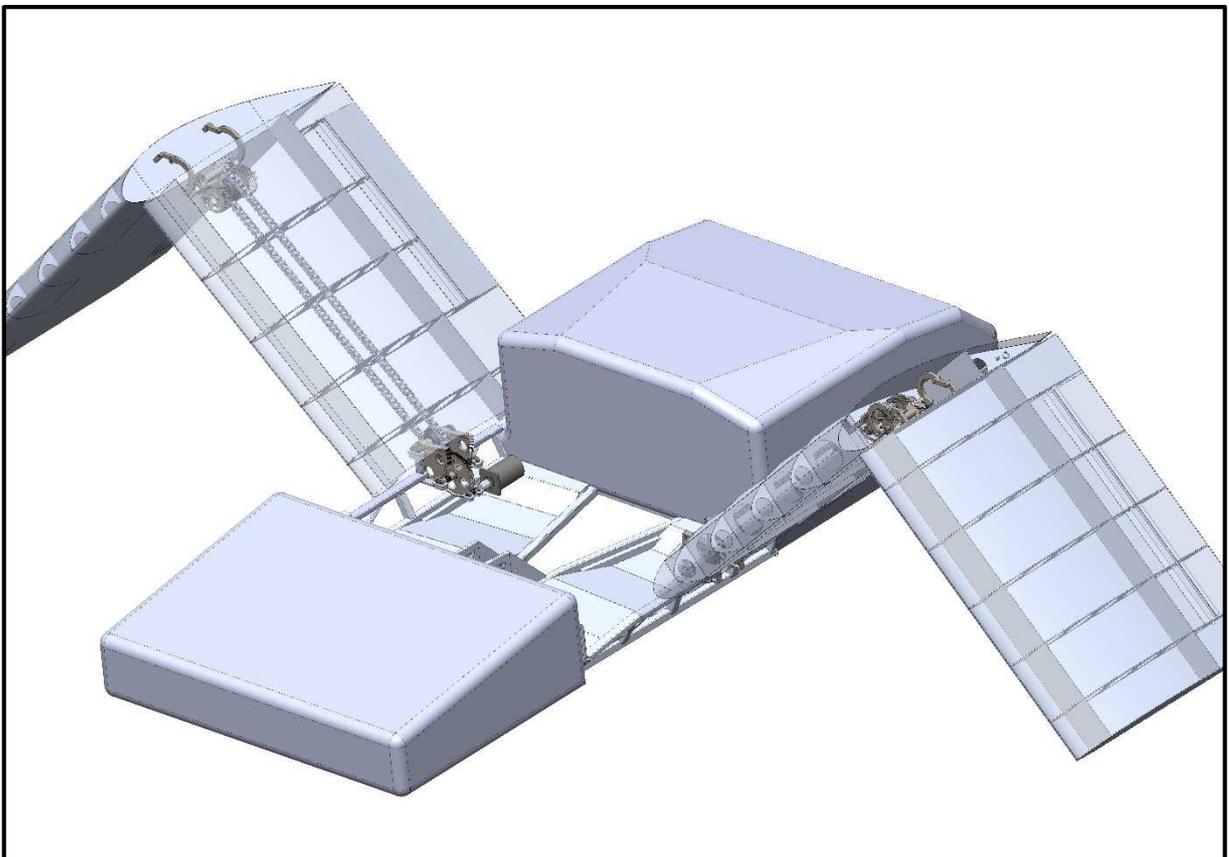
Essa concepção tem um sistema de segurança, onde um atuador linear que é posicionado no interior da primeira parte da asa movimenta uma haste que avança na direção da segunda asa, ou seja, quando as asas estão estendidas, esse mecanismo ajuda na contenção das forças que atuam na estrutura.

Figura 26 – Otimização do sistema proposto.



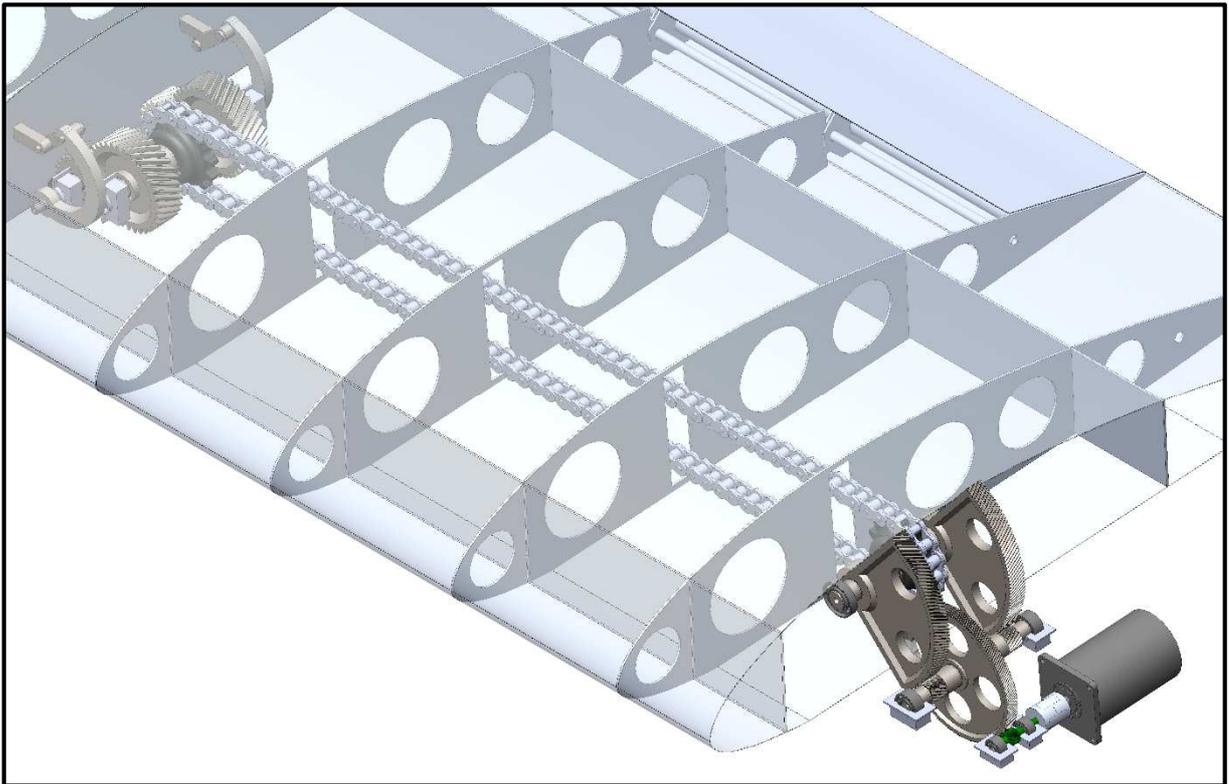
Após uma melhor análise do sistema proposto, resolvemos modificar o sistema de movimento das engrenagens trocando os atuadores lineares por motores de passo. A Figura 27 demonstra o sistema completo finalizado com ilustrações de como poderá ser o chassi e o modelo das asas.

Figura 27 – Vista geral do sistema final.



O princípio de funcionamento do mecanismo é simples, como pode ser visto na Figura 28, o sistema é composto por engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais e corrente de roletes, seu acionamento é dado por motores de passo. A escolha desse tipo de motor se deu pelo fato de que seu controle de posição e velocidade são muito precisos, requisitos básicos para esse tipo de sistema.

Figura 28 - Vista aproximada do sistema.



Inicialmente pensávamos em correia dentada para promover o movimento de um extremo ao outro da asa, porém, depois de realizados os primeiros cálculos, ficou inviável o uso desse tipo de transmissão, pois as correias ficaram muito largas e as polias dentadas muito pesadas. Foi então que se optou pelo uso de corrente de roletes, que como mencionado na revisão bibliográfica, teve o seu dimensionamento realizado por meio de um software específico do fabricante, cujo processo será relatado mais adiante.

Como o torque em motores de passo não é muito alto, fez-se necessário o uso de uma alta relação de transmissão nos primeiros estágios para que o torque no eixo de giro da asa fosse adequado. A Figura 29 mostra a concepção do sistema, como também o sentido de giro dos eixos para que ocorra o recolhimento das asas.

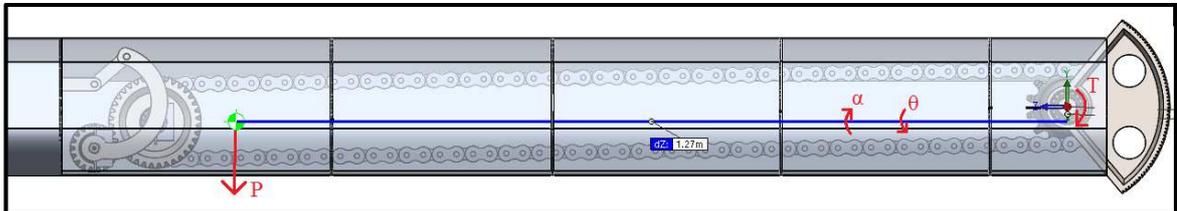
4.2 Cálculo do torque necessário no motor

Para o cálculo do torque no eixo de giro da asa, definimos que o tempo de abertura/fechamento do sistema será de 1 minuto e o ângulo de giro do eixo III será de 90°, ou seja, a velocidade angular nominal será de $\omega = 0,25 \text{ rpm} = 0,026 \text{ rad/s}$. Com isso, podemos determinar a aceleração angular, supondo que o sistema esteja nos instantes finais ou iniciais de abertura das suas asas e o tempo por qual a velocidade ω diminui até zero ou aumenta de zero até ω é de 1 segundo, então:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{0,026 \text{ rad/s}}{1 \text{ s}} = 0,026 \text{ rad/s}^2. \quad (55)$$

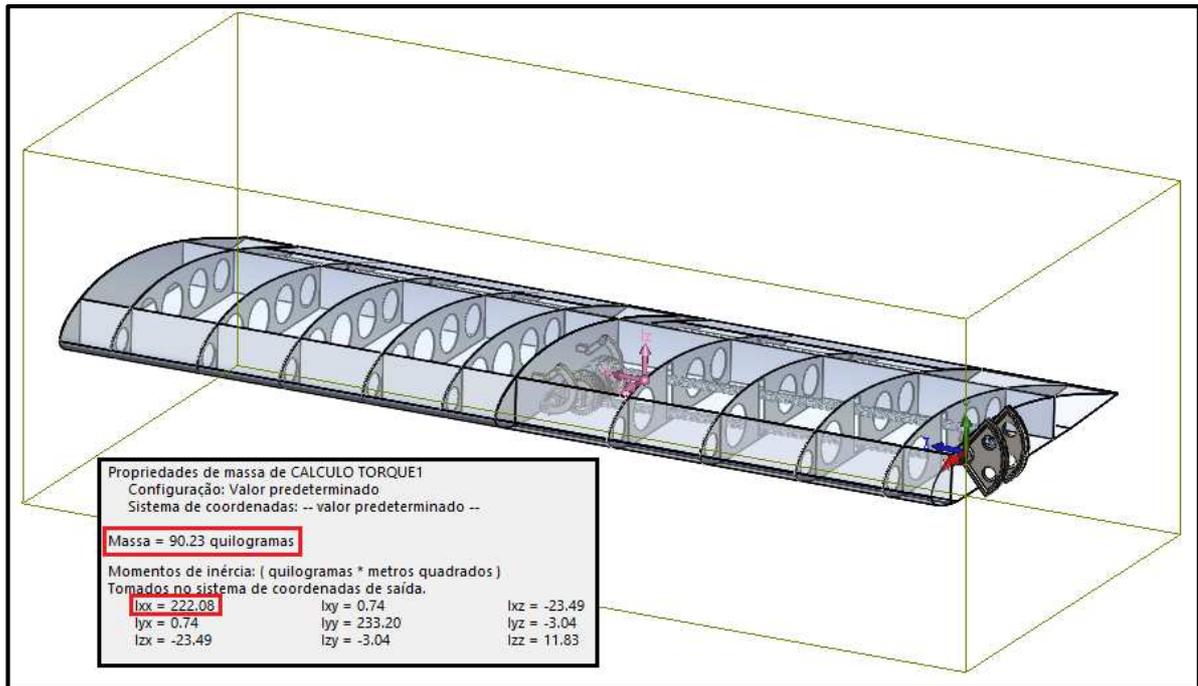
A equação utilizada acima é a equação geral para aceleração angular e tem como referência Norton (2010, p. 350). Podemos agora analisar o DCL do sistema como mostrado na Figura 31, onde a força P é a força peso atuando no centro de massa do sistema.

Figura 31 – DCL do sistema.



Utilizando a Equação 2, podemos calcular o torque mostrado no diagrama, mas antes por meio de uma ferramenta de medida do Solidworks, calculamos o peso dos elementos que compõem o sistema mostrado na Figura 32. Podemos ver que nessa ilustração não temos todos os componentes do sistema geral, pois o propósito dessa figura é apenas determinar o peso necessário para o cálculo do torque no eixo de giro da asa.

Figura 32 – Propriedades do sistema.



Pela equação do momento:

$$\sum \vec{M} = I\vec{\alpha}, \quad (56)$$

tem-se então,

$$T - P * 1,27 = I\alpha, \quad (57)$$

$$T = 222,08 * 0,026 + (90,23 * 9,81) * 1,27, \quad (58)$$

$$T \cong 1130 \text{ Nm}. \quad (59)$$

Como mencionado anteriormente, o torque requerido é muito alto para motores de passo, em função disso, foi definida uma relação de transmissão de 100:1, ou seja, o torque requerido no motor, levando-se em consideração o rendimento dos elementos de máquina, será de:

$$T_{\text{motor}} = \frac{1130}{100 * 0,99^2 * 0,98^2} \cong 12 \text{ Nm}. \quad (60)$$

Foi adotado uma eficiência de 99% para os pares de engrenagens, 98% para os mancais e 97% na transmissão por corrente. Além do torque, podemos calcular a rotação do motor como sendo:

$$\omega_{\text{motor}} = 0,25 * 10 * 10 = 25 \text{ rpm.} \quad (61)$$

Devemos mencionar que os valores apresentados nessa seção do trabalho são os finais, obtidos após três iterações do processo mostrado no fluxograma da Figura 23. Inicialmente tínhamos apenas o peso da estrutura das asas, com isso o dimensionamento dos elementos foi iniciado, após a conclusão desse processo, foi recalculado o peso do sistema, mudando o torque no motor, acarretando em um novo dimensionamento dos elementos.

Pensando em futuras modificações possíveis na estrutura das asas, o cálculo dos elementos de máquina foi realizado para um torque no eixo de giro III de 1300 Nm, ou seja, $T_{\text{motor}} \cong 14 \text{ Nm}$. Buscando por motores de passo com essa característica, encontramos o modelo 103 – H89222 – 6541 da empresa Sanyo Denki, cujo torque alcança 16,2 Nm.

Sugerimos a utilização desse motor no sistema, pois comparando peso/torque, este modelo ficou acima dos concorrentes, com um peso de 7 quilogramas. As demais características estão dispostas na Figura B1 dos anexos B.

Podemos ver que esse motor possui eixo chavetado, desse modo, definimos o acoplamento da empresa Rotex para fazer a ligação entre o motor e o eixo I. Suas especificações estão apresentadas pela Figura B2 dos anexos B.

4.3 Dimensionamento das engrenagens

Para não ficar muito repetitivo os dados do dimensionamento das engrenagens, essa seção irá conter todas as características em comum entre elas, dados específicos serão abordados nas subseções dessa seção. Dessa forma, os requisitos obrigatórios do sistema são:

- Torque no eixo III de 1300 Nm;
- Velocidade no eixo III de 0,25 rpm;
- Torque no eixo V de 230 Nm (veja a seção 4.4);
- Velocidade no eixo V de 0,45 rpm;

As decisões de projeto foram:

- Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais com ângulo de pressão normal de 20° e ângulo de hélice de 30°;
- Relação de transmissão de 10:1 em cada estágio, nos dois primeiros estágios;
- Relação de transmissão de 1:1,8 no terceiro e último estágio.
- Módulo normal de 1 para o primeiro estágio, 1,5 para o segundo e 3,25 para o terceiro;

A seguir serão definidos os coeficientes em comum empregados nas Equações 20 a 23:

- Fator de sobrecarga (K_O): Como o acionamento das engrenagens é realizado por motor de passo e o carregamento da carga é uniforme, pela Tabela 3 temos que $K_O = 1$;
- Fator de tamanho (K_S): A AGMA recomenda que $K_S = 1$;
- Fator de espessura de borda (K_B): Para todas as engrenagens a função $m_b > 1,2$, portanto, $K_B = 1$;
- Fator de temperatura (Y_θ): Para esse fator foi utilizado o padrão $Y_\theta = 1$;
- Fator de confiabilidade (Y_Z): As engrenagens foram projetadas para uma confiabilidade de 99%, então da Tabela 5 temos que $Y_Z = 1$;
- Coeficiente elástico (Z_E): Como o material de todas as engrenagens será uma liga de aço, consideramos o coeficiente de Poisson $\nu = 0,292$ e o módulo de elasticidade $E=210$ GPa. Utilizando esses dados na Equação 35 obtemos:

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,292^2}{210000} + \frac{1 - 0,292^2}{210000} \right)} \right]^{1/2} \cong 191 \sqrt{\text{MPa}}. \quad (62)$$

➤ Fator de condição superficial (Z_R): Como recomendado pela AGMA foi utilizado $Z_R=1$;

➤ Fator de razão de dureza para a resistência ao desgaste (Z_W): Geralmente o pinhão possui material mais duro que a coroa, pois trabalha mais ciclos que ela. Devido a isso, a coroa recebe Z_W que ajusta as resistências superficiais. Esse fator é obtido em função de $\frac{H_{BP}}{H_{BG}}$, porém, para todos os estágios desse sistema, essa razão é menor que 1,2 fazendo $A' = 0$, obtendo-se pela Equação 42, $Z_W = 1$.

Como a abordagem e o dimensionamento das engrenagens será feito em pares, as subseções a seguir apresentarão os pares de cada estágio da transmissão.

4.3.1 Engrenagens N1 e N2

Esse primeiro estágio corresponde às engrenagens N1 e N2 da transmissão, que estão localizadas nos eixos I e II, respectivamente. Foi adotado para todas as engrenagens menores (pinhão) um número mínimo de dentes igual a 18, portanto, pela relação de 10:1, a engrenagem N2 possui 180 dentes. Diante desses dados, montamos uma tabela que abrange os resultados das Equações 7 a 14, estes, apresentados todos em milímetros.

Tabela 9 – Características geométricas das engrenagens N1 e N2.

	Z	m_n	m_t	p_t	p_n	p_x	d_p	3p_t	b	5p_t
N1	18	1	1,15	3,63	3,14	6,28	20,78	10,88	18,00	18,14
N2	180	1	1,15	3,63	3,14	6,28	207,85	10,88	18,00	18,14

A espessura de borda (b) da tabela acima é uma escolha do projetista mas deve estar entre o intervalo de $3p_t$ e $5p_t$ conforme demonstrado. Como temos o diâmetro primitivo das engrenagens, podemos determinar a velocidade no primeiro estágio da transmissão a partir da Equação 26:

$$V_{\text{estágio I}} = \frac{\pi * 20,78 * \left(\frac{25}{60}\right)}{1000} = 0,0272 \text{ m/s.} \quad (63)$$

Diante das características geométricas encontradas, podemos definir o restante dos coeficientes das Equações 20 a 23, tais como:

➤ Fator dinâmico (K_v): Para o cálculo do fator dinâmico pela Equação 24, devemos encontrar os coeficientes A e B dados pela Equação 25. Para isso um número de qualidade (Q_v) igual a 7 foi escolhido, isso significa que a engrenagem pertence à maior parte das engrenagens de qualidade comercial. Então:

$$B = 0,25 * (12 - 7)^{2/3} = 0,731, \quad (64)$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 0,731) = 65,064, \quad (65)$$

$$K_v = \left(\frac{A - \sqrt{200V}}{A} \right)^B = \left(\frac{65,064 - \sqrt{200 * 0,027}}{65,064} \right)^{0,731} = 1,026. \quad (66)$$

➤ Fator de distribuição de carga (K_H): O fator de distribuição de carga depende de cinco características que são definidas pelas Equações 28 a 32 e estão mostradas na Tabela 10. Estes valores foram encontrados tomando-se as seguintes considerações: engrenagens com dentes sem coroamento, unidades comerciais, pinhão montado a meia distância entre mancais e largura de face menor que uma polegada.

Tabela 10 – Condições do fator de distribuição de carga do estágio I

C_{mc}	C_{pf}	C_{pm}	C_{ma}	C_e
1	0,0616	1,1	0,1382	1

Com os valores da tabela acima, podemos definir K_H para o primeiro estágio da transmissão, dado Equação 27:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1 + 1 * (0,0616 * 1,1 + 0,1382 * 1) \Rightarrow K_H = 1,2059. \quad (67)$$

➤ Fator geométrico para a resistência flexional (Y_J): Como nenhum estágio da transmissão possui engrenagens com 75 dentes, devemos utilizar as Figuras 19 e 20 em conjunto para obtermos o fator geométrico em N1 e N2. Analisando-as de acordo com o ângulo de hélice e o número de dentes das engrenagens, temos que:

$$Y_{J_{N1}} = 0,46 * 1,015 = 0,47, \quad (68)$$

$$Y_{J_{N2}} = 0,57 * 0,95 = 0,54. \quad (69)$$

➤ Fator geométrico da resistência superficial (Z_I): Para a solução da Equação 36, devemos antes resolver alguns parâmetros apresentados nas Equações 37 a 41, estes, dispostos na tabela abaixo com dimensões em milímetros.

Tabela 11 – Parâmetros do estágio I para determinar Z_I .

adendo	r_{bP}	r_P	r_{bG}	r_G	Z	p_N	m_N	m_G
1	9,58	10,39	95,81	103,92	4,65	2,95	0,67	10,00

Obtidos esses parâmetros, pela Equação 36 temos:

$$Z_I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos 0,40 \sin 0,40}{2 * 0,67} \frac{10,00}{10,00 + 1} \Rightarrow Z_I = 0,24. \quad (70)$$

➤ Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão e resistência ao desgaste (Y_N) e (Z_N): Foi mencionado na revisão bibliográfica que o pinhão N1 teria vida em fadiga baseada em 10^7 ciclos, portanto, $Y_N = Z_N = 1$ para N1. Já para a coroa temos $N = \frac{10^7}{10} = 10^6$ ciclos. Com isso, analisando as Figuras 21 e 22:

$$Y_N = 9,4518N^{-0,148} = 9,4518 * 10^{6^{-0,148}} = 1,22, \quad (71)$$

$$Z_N = 2,466N^{-0,056} = 2,466 * 10^{6^{-0,056}} = 1,14. \quad (72)$$

➤ Tensões de flexão e de contato admissíveis (S_t ; S_c): Esses fatores são determinados em função do material de cada engrenagem, este por sua vez, foi definido tomando como referência os valores dos coeficientes de segurança. Quando o coeficiente de alguma engrenagem ficava inferior a 2, modificávamos seu material para um com uma dureza Brinell maior, pois, como pode ser visto pelas Equações 43 e 44, S_t e S_c dependem dessa dureza.

Dito isto, escolhemos o aço 1050 temperado e revenido a 425°C (HB 444) e o aço 4130 temperado e revenido a 425°C (HB 380) para N1 e N2, respectivamente. Dessa forma, podemos calcular os valores das tensões admissíveis como apresentado abaixo:

$$S_{tN1} = 0,703 * 444 + 113 = 425 \text{ Mpa}, \quad (73)$$

$$S_{tN2} = 0,703 * 380 + 113 = 380 \text{ Mpa}, \quad (74)$$

$$S_{cN1} = 2,41 * 444 + 237 = 1307 \text{ Mpa}, \quad (75)$$

$$S_{cN2} = 2,41 * 380 + 237 = 1153 \text{ Mpa}. \quad (76)$$

Para obtermos os coeficientes de segurança de N1 e N2, devemos solucionar as Equações 20 e 21 que determinam as tensões de flexão e de desgaste, respectivamente. Já definimos todos os fatores envolvidos nessas equações, porém, ainda não foi realizada uma análise das forças no engrenamento, estas, por sua vez, obtidas a partir das Equações 15 a 17.

Como mencionado anteriormente, o torque do motor deve ser no mínimo 13,8 Nm, mas para o dimensionamento das engrenagens, arredondamos sua capacidade de transmissão para 14 Nm, ou seja:

$$H = T * \omega = 14 * \frac{25 * \pi}{30} \Rightarrow H \cong 36 \text{ W}. \quad (77)$$

Para o cálculo do torque de N2 e também dos demais elementos, consideramos seus rendimentos, ou seja, em N2 temos um torque de 134 Nm ao invés dos 140 Nm que seriam obtidos sem considerarmos as perdas dos elementos. Podemos agora calcular a força transmitida entre o primeiro estágio da transmissão, as demais componentes da força total estão demonstradas na Tabela 12:

$$W_t = \frac{60000H}{\pi dn} = \frac{60000 * 36}{\pi * 20,78 * 25} \Rightarrow W_t \cong 1329 \text{ N}. \quad (78)$$

Tabela 12 – Forças presentes em N1 e N2.

Estágio	W [N]	W _t [N]	W _r [N]	W _a [N]
I	1633	1329	559	767

Dessa forma, temos as tensões e os coeficientes de segurança de N1 e N2, como sendo:

$$\sigma_{N1} = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j} = 1329 * 1 * 1,026 * 1 * \frac{1}{18 * 1,15} * \frac{1,2059 * 1}{0,47} \cong \mathbf{169 \text{ Mpa}}, \quad (79)$$

$$\sigma_{N2} = 1329 * 1 * 1,026 * 1 * \frac{1}{18 * 1,15} * \frac{1,2059 * 1}{0,54} \cong \mathbf{148 \text{ Mpa}}, \quad (80)$$

$$\sigma_{cN1} = \sigma_{cN2} = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H Z_R}{b d_{w1} Z_I}} = 191 \sqrt{1329 * 1 * 1,026 * 1 * \frac{1,2059}{18 * 20,78} * \frac{1}{0,24}} = \mathbf{812 \text{ Mpa}}, \quad (81)$$

$$S_{FN1} = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma} = \frac{425 * 1 / (1 * 1)}{169} = \mathbf{2,509}, \quad (82)$$

$$S_{FN2} = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma} = \frac{380 * 1,22 / (1 * 1)}{148} = \mathbf{3,149}, \quad (83)$$

$$S_{HN1} = \frac{S_c Z_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c} = \frac{1307 * 1 / (1 * 1)}{812} = \mathbf{1,609} \Rightarrow (S_{HN1})^2 = \mathbf{2,590}, \quad (84)$$

$$S_{HN2} = \frac{S_c Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c} = \frac{1153 * 1,14 * 1 / (1 * 1)}{812} = \mathbf{1,615} \Rightarrow (S_{HN2})^2 = \mathbf{2,607}. \quad (85)$$

Alertamos que os fatores de segurança ao desgaste foram calculados ao quadrado, isso acontece para possibilitar a comparação entre o risco de falha por flexão e por desgaste.

4.3.2 Engrenagens N3 e N4

Tendo em vista que o dimensionamento do restante das engrenagens teve como base as equações do primeiro estágio geradas no software Excel, o roteiro apresentado na subseção anterior não será repetido, ou seja, iremos apresentar os resultados obtidos diretamente pelo software.

Serão relatadas apenas as características essenciais que foram utilizadas para gerar os dados de cada estágio, sendo elas:

- ✓ Relação de transmissão de 10:1;
- ✓ Número de qualidade (Q_v) igual a 7;

✓ Engrenagens com dentes sem coroamento, unidades comerciais, pinhão montado a meia distância entre mancais e largura de face maior que uma polegada e menor que dezessete polegadas;

- ✓ N3 com 10^6 ciclos e N4 com $N = \frac{10^6}{10} = 10^5$ ciclos;
- ✓ N3 fabricada com aço 1050 temperado e revenido a 425°C (HB 444);
- ✓ N4 fabricada com aço 1030 temperado e revenido a 315°C (HB 401).

Como podemos ver na Figura 30, a partir do eixo II temos N3 e N4 duplicadas com mão de hélice inversa, ou seja, o torque do eixo III é dividido pelas duas engrenagens, então para N4 temos 650 Nm ou potência de 17 W.

Com base nisso, apresentamos algumas tabelas com os valores obtidos para o segundo estágio da transmissão.

Tabela 13 - Características geométricas das engrenagens N3 e N4.

	Z	m_n	m_t	p_t	p_n	p_x	d_p	$3p_t$	b	$5p_t$
N3	18	1,50	1,73	5,44	4,71	9,42	31,18	16,32	26,50	27,21
N4	180	1,50	1,73	5,44	4,71	9,42	311,77	16,32	26,50	27,21

Tabela 14 – Coeficientes para o cálculo das tensões em N3 e N4.

	K_v	K_H	Y_J	Z_I	Y_N	Z_N	S_t [MPa]	S_c [MPa]
N3	1,010	1,2100	0,47	0,24	1,22	1,14	425	1307
N4			0,54		1,72	1,29	395	1203

Tabela 15 – Características do segundo estágio da transmissão.

	n [rpm]	V [m/s]	T [Nm]	H [W]	W [N]	W_t [N]	W_r [N]	W_a [N]
N3	2,5	0,0041	67	17,54	5281	4298	1806	2481
N4	0,25		650	17,02				

Tabela 16 – Tensões e coeficientes de segurança das engrenagens N3 e N4.

	σ [MPa]	σ_c [MPa]	S_F	S_H	S_H^2
N3	245	977	2,12	1,52	2,32
N4	214	977	3,18	1,59	2,54

4.3.3 Engrenagens N5 e N6

De maneira análoga à subsecção anterior, apresentamos as características necessárias para a obtenção dos coeficientes empregados no cálculo das tensões do terceiro estágio.

- ✓ Relação de transmissão de 1:1,8;
- ✓ Número de qualidade (Q_v) igual a 7;
- ✓ Engrenagens com dentes sem coroamento, unidades comerciais, pinhão montado a meia distância entre mancais e largura de face maior que uma polegada e menor que dezessete polegadas;
- ✓ N5 com 10^5 ciclos e N6 com $N = 1,8 * 10^5$ ciclos;
- ✓ N5 fabricada com aço 1040 temperado e revenido a 650°C (HB 192);
- ✓ N6 fabricada com aço 1030 temperado e revenido a 650°C (HB 207).

Como precisamos de uma relação de transmissão de exatamente 1,8 para esse estágio, utilizamos um pinhão com 20 dentes, pois 18 e 19 geravam coroas com número de dentes fracionado (32,4 e 34,2, respectivamente).

Os dados obtidos para esse terceiro estágio de engrenagens são apresentados pelas tabelas abaixo.

Tabela 17 - Características geométricas das engrenagens N5 e N6.

	Z	m_n	m_t	p_t	p_n	p_x	d_p	$3p_t$	b	$5p_t$
N5	36	3,25	3,75	11,79	10,21	20,42	135,10	35,37	44,00	58,95
N6	20	3,25	3,75	11,79	10,21	20,42	75,06	35,37	44,00	58,95

Tabela 18 - Coeficientes para o cálculo das tensões em N5 e N6.

	K_v	K_H	Y_j	Z_I	Y_N	Z_N	S_t [MPa]	S_c [MPa]
N5	1,007	1,2083	0,48	0,17	1,37	1,29	248	700
N6			0,45		1,31	1,25	259	736

Tabela 19 - Características do terceiro estágio da transmissão.

	n [rpm]	V [m/s]	T [Nm]	H [W]	W [N]	W_t [N]	W_r [N]	W_a [N]
N5	0,25	0,0018	213	5,59	3881	3159	1327	1824
N6	0,45		115	5,42				

Tabela 20 - Tensões e coeficientes de segurança das engrenagens N5 e N6.

	σ [MPa]	σ_c [MPa]	S_F	S_H	S_H^2
N5	48	505	7,08	1,79	3,22
N6	52	505	6,56	1,83	3,33

4.4 Dimensionamento da corrente de roletes

Foi tratada na revisão bibliográfica a questão de softwares responsáveis pelo dimensionamento de corrente de roletes, mas para isso, precisamos definir algumas características da transmissão, tais como: torque transmitido, velocidade de giro, relação de transmissão, distância entre centros, lubrificação, tipo de carregamento e condições do ambiente.

Para isso, podemos determinar o torque necessário no eixo V da mesma maneira que foi obtido o torque do motor. Dessa forma, temos que a velocidade angular final é de 0,45 rpm e a aceleração angular é dada por:

$$\alpha_2 = \frac{\omega_2}{t} = \frac{0,047 \text{ rad/s}}{1 \text{ s}} = 0,047 \text{ rad/s}^2. \quad (86)$$

Pela Figura 33 ilustramos o DCL desse sistema, já na Figura 34 encontramos o momento de inércia do centro de massa em relação ao eixo de giro e o peso do conjunto.

Figura 33 – DCL da segunda parte da asa.

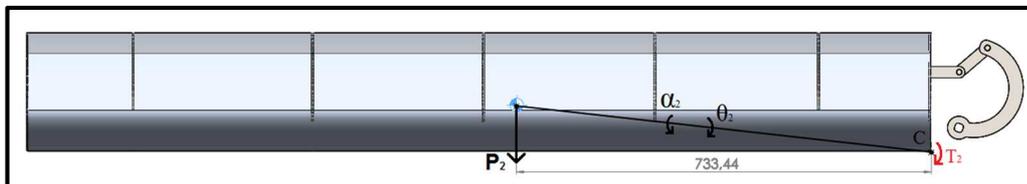
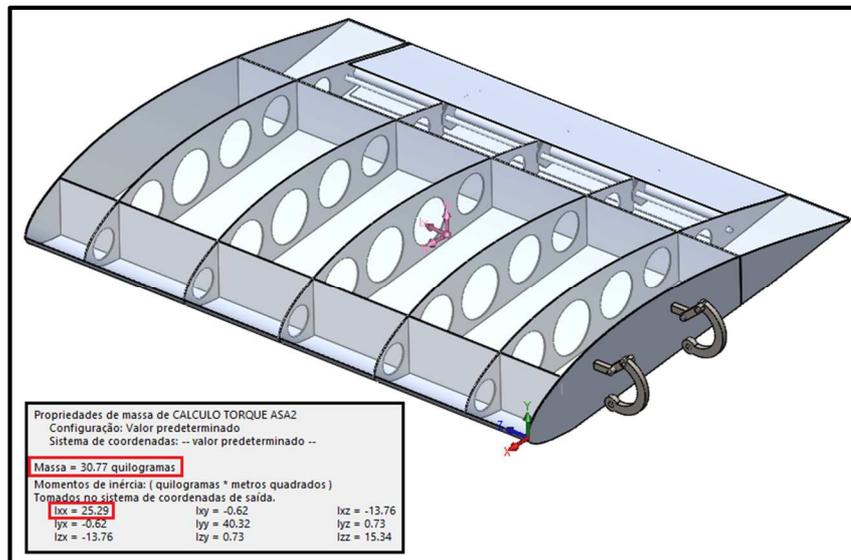


Figura 34 – Propriedades da segunda parte da asa.



Pela Equação 2:

$$\sum \vec{M} = I\vec{\alpha}, \quad (87)$$

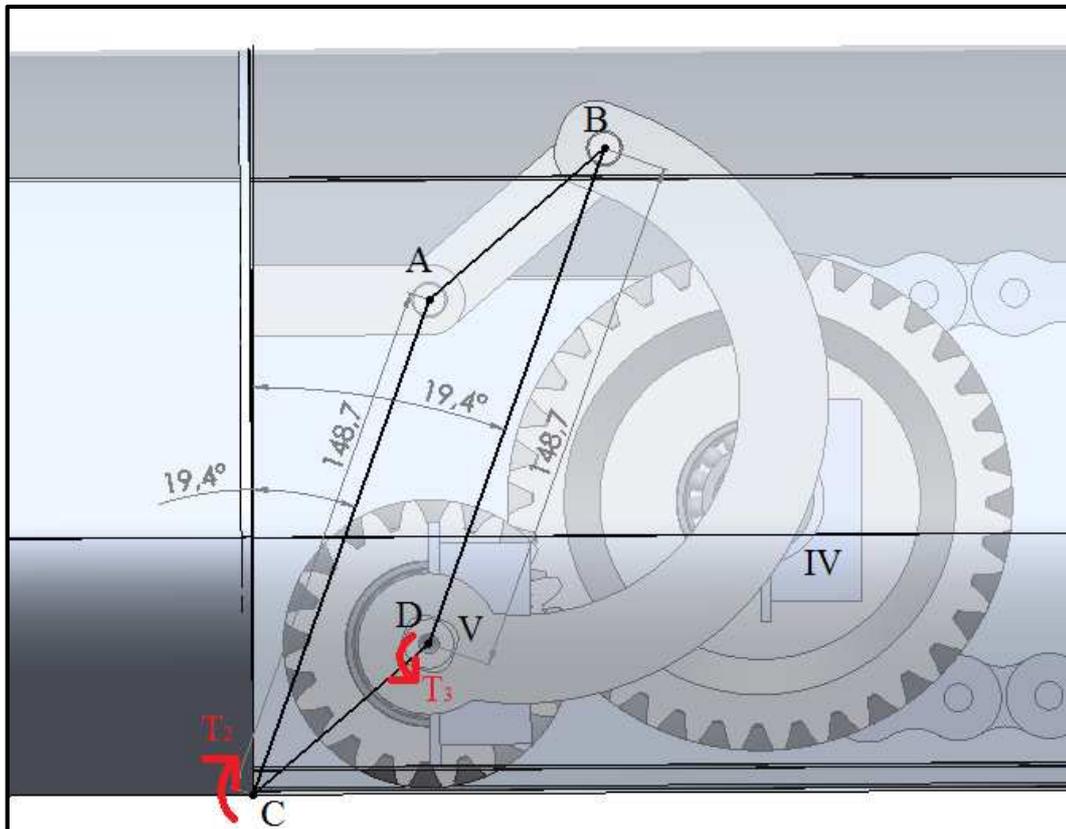
obtemos,

$$T_2 = -I\alpha_2 + P_2 * 0,733, \quad (88)$$

$$T_2 = -25,29 * 0,047 + (30,77 * 9,81) * 0,733 \Rightarrow T_2 \cong 220 \text{ Nm}. \quad (89)$$

Podemos observar que o torque calculado é referente ao eixo de giro da segunda parte da asa, mas precisamos do torque no eixo V como mostrado na Figura 35. O sistema de hastes foi projetado de modo que a haste de giro AB da asa e a distância CD entre os eixos V e C sejam iguais, ou seja, ABCD forma um paralelepípedo e conseqüentemente o mesmo torque está presente no eixo C e no eixo V, considerando que a haste AB tem massa desprezível.

Figura 35 – Configuração do sistema de hastes.



Enfim, diante da relação de transmissão de 1:1,8 e considerando a eficiência dos elementos, o torque no eixo IV é dado por:

$$T_3 = \frac{220 * 1,8}{0,99 * 0,98} \cong 408 \text{ Nm.} \quad (90)$$

Devemos relatar que as engrenagens e eixos desse estágio foram dimensionados para um torque de saída do eixo V de 230 Nm, ou seja, $T_3 = 426 \text{ Nm}$, um pouco maior que o requerido. Vamos considerar também a eficiência da transmissão por corrente, dessa forma, o torque transmitido pela corrente de roletes deve ser de:

$$T_{\text{corrente}} = \frac{426}{0,97} \cong \mathbf{440 \text{ Nm.}} \quad (91)$$

Ficou definido que a transmissão por corrente seria de apenas movimento, ou seja, o número de dentes das rodas dentadas será igual. As outras características requeridas pelo software estão descritas abaixo:

- Velocidade de 0,25 rpm;
- Distância entre os centros dos eixos de no máximo 1400 mm;
- Sistema com carregamento leve;
- Lubrificação adequada;
- Sistema atuando em ambiente fechado e sob condições normais;
- Rodas dentadas com 14 dentes cada;
- Norma americana ISO 606.

Os dados apresentados acima foram preenchidos no software como pode ser visto na Figura 36.

Figura 36 – Características da transmissão por corrente.

The screenshot shows the 'Data' tab of the Renold Synergy software. The 'Performance Data' section has 'Input speed (driving sprocket)' set to 0.25 rpm and 'Torque (at driving sprocket)' set to 440 Nm. The 'Chain selection' section has 'Automatic selection' chosen with 'American (ISO 606)' as the standard, and 'Centre distance/Number of links' set to 'will be rounded for an even number of links' with a value of 1400 mm. The 'Loading classification' section has 'Smooth running (electric motors etc)' selected. The 'Lubrication' section has 'Recommended lubrication' selected. The 'Environment conditions' section has 'Normal environment' and 'Indoor application' selected. The 'Units' section has 'Metric units' selected. The Renold Synergy logo is visible in the bottom right corner.

Como resultado o software indicou o modelo de corrente Renold Synergy número ANSI 80 conforme mostrado na Figura 37, com isso buscamos as dimensões das rodas dentadas nos catálogos da empresa, estes dados estão disponibilizados nos anexos deste trabalho, já as características geométricas da corrente são apresentadas pela Tabela 2 da revisão bibliográfica.

Figura 37 – Resultado do dimensionamento da corrente.

The screenshot shows the 'Calculation' tab of the Renold Synergy software. The main heading is 'Roller Chain Renold Synergy ANSI 80 (ISO 606) simplex'. Below this, it states 'The working life of the chain is > 30000 h.' and provides a list of calculated parameters:

Power:	P = 0,011 kW	Pitch:	p = 25,4 mm
Torque:	T = 440 Nm	ISO Breaking load:	F _b = 55600 N
Input speed:	n = 0,25 rpm	Bearing area:	f = 1,78 cm ²
Chain linear velocity:	v = 0,001 m/s	Weight:	q = 2,8 kg/m
Working load:	F = 7424 N	Chain length:	l = 3149,6 mm
Working Load (dyn.):	F _d = 7773,8 N	Centre distance:	a = 1397 mm
Centrifugal force:	F _f = 0 N	Number of links:	X = 124
Total force:	F _g = 7773,8 N		
Bearing pressure:	p _r = 43,673 N/mm ²		

Chain safety factor: static: 7,1 dynamic: 7,1

Sprockets: No. of Teeth: Driving Sprocket (Z1): 14 Driven Sprocket (Z2): 14 Ratio: i = 1
Pitch Diameter: Driving Sprocket (Z1): 114,146 mm Driven Sprocket (Z2): 114,146 mm
Loading classification: Smooth running (electric motors etc) Smooth running (centrifugal pumps etc)

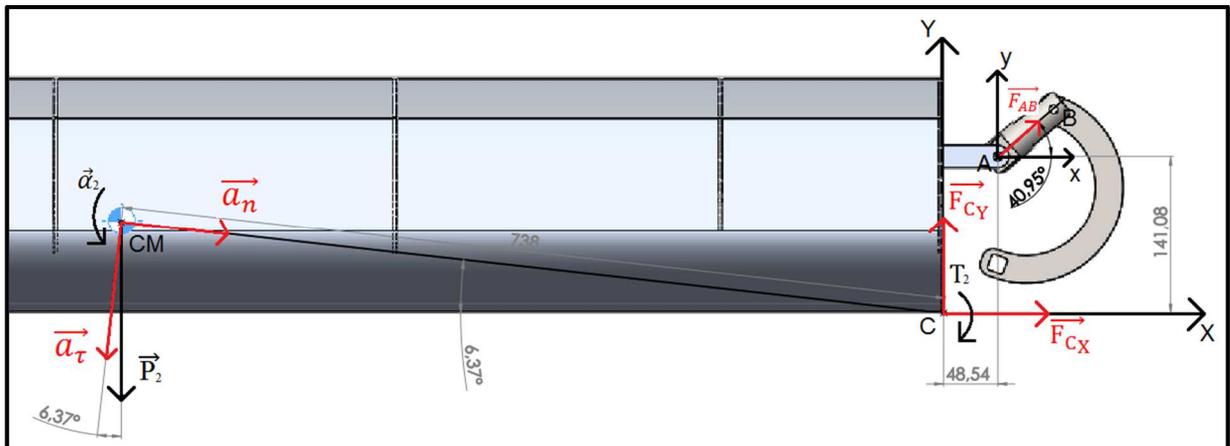
Environment condition: Normal environment, Indoor application
Recommended lubrication: Manual lubrication

Em resumo, temos que a lubrificação será feita manualmente, a corrente tem vida útil de 30 mil horas e o diâmetro primitivo das rodas dentadas é de aproximadamente 114,15 milímetros. Além disso, no dimensionamento dos eixos, arredondamos a força total para 7800 N.

4.5 Dimensionamento das hastes

Para esse tipo de dimensionamento, devemos considerar uma análise dinâmica do sistema a fim de determinar as forças presentes das hastes. Diante disso, apresentamos a Figura 38 que exemplifica o diagrama de corpo livre da segunda parte da asa, os itens ilustrados em vermelho são incógnitas, já os pretos foram definidos na seção anterior.

Figura 38 – DCL das forças nas hastes.



O cálculo das forças no ponto C possibilita o dimensionamento das dobradiças que ligam as duas partes da asa. Já a força \vec{F}_{AB} será útil para o dimensionamento dos pinos presentes nos pontos A e B da figura. Como foi feita uma análise dinâmica, temos acelerações presentes no DCL, estas indicadas por \vec{a}_n (aceleração normal) e \vec{a}_τ (aceleração tangencial) com suas equações representadas abaixo tendo como referência (HIBBELER, 2005):

$$\vec{a}_n = \omega^2 * r, \quad (92)$$

$$\vec{a}_\tau = \alpha * r. \quad (93)$$

Para a solução desse sistema, utilizamos as equações fundamentais de Newton, fazendo o somatório das forças em relação aos eixos X e Y e também o somatório dos momentos em relação ao ponto C da Figura 38, mas primeiramente vamos calcular o valor das acelerações mencionadas acima, onde $r = 738 \text{ mm}$ ou $r = 0,738 \text{ m}$ conforme visto no DCL, então:

$$\vec{a}_n = 0,047^2 * 0,738 \Rightarrow \vec{a}_n = 0,0016 \text{ m/s}^2, \quad (94)$$

$$\vec{a}_\tau = 0,047 * 0,738 \Rightarrow \vec{a}_\tau = 0,0347 \text{ m/s}^2. \quad (95)$$

Pela Equação 1, temos:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} = m(\vec{a}_n + \vec{a}_\tau), \quad (96)$$

$$\vec{P}_2 + \vec{F}_c + \vec{F}_{AB} = m(\vec{a}_n + \vec{a}_\tau). \quad (97)$$

Tomando o momento em relação ao ponto C obtemos:

$$T_2 = \vec{F}_{AB} * \cos 40,95 * 0,141 - \vec{F}_{AB} * \sin 40,95 * 0,048, \quad (98)$$

$$T_2 = \vec{F}_{AB}(\cos 40,95 * 0,141 - \sin 40,95 * 0,048), \quad (99)$$

$$\vec{F}_{AB} = \frac{220}{(\cos 40,95 * 0,141 - \sin 40,95 * 0,048)} \Rightarrow \vec{F}_{AB} \cong \mathbf{2943,46 \text{ N}}. \quad (100)$$

Decompondo a Equação 97 em função dos eixos X e Y obtemos:

$$\vec{F}_{cX} + \vec{F}_{AB} * \cos 40,95 = m(\vec{a}_n * \cos 6,37 - \vec{a}_\tau * \sin 6,37), \quad (101)$$

$$\vec{F}_{cX} = 30,77(0,0016 * \cos 6,37 - 0,0347 * \sin 6,37) - 2943,46 * \cos 40,95, \quad (102)$$

$$\vec{F}_{cX} \cong \mathbf{2223,22 \text{ N}}, \quad (103)$$

$$\vec{F}_{cY} - \vec{P}_2 + \vec{F}_{AB} * \sin 40,95 = m(-\vec{a}_n * \sin 6,37 - \vec{a}_\tau * \cos 6,37), \quad (104)$$

$$\vec{F}_{cY} = 30,77(-0,0016 * \sin 6,37 - 0,0347 * \cos 6,37) + 30,77 * 9,81 - 2943,46 * \sin 40,95, \quad (105)$$

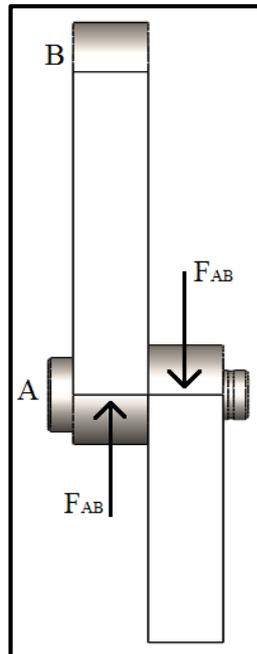
$$\vec{F}_{C_Y} \cong -1626,36 \text{ N.} \quad (106)$$

Podemos ver que \vec{F}_{C_Y} teve um resultado negativo, isso significa que o sentido da força ilustrada pela Figura 38 é o contrário da situação real. Como temos as duas componentes de \vec{F}_C , podemos calcular seu valor como sendo:

$$\vec{F}_C = \sqrt{\vec{F}_{C_X}^2 + \vec{F}_{C_Y}^2} = \sqrt{(2223,22)^2 + (1626,36)^2} \Rightarrow \vec{F}_C \cong 2754,59 \text{ N.} \quad (107)$$

Com isso, podemos determinar o coeficiente de segurança do pino utilizado na haste AB que suporta a carga de tração \vec{F}_{AB} como mostrado na figura abaixo. Para esse caso, vamos considerar que esse pino sofre cisalhamento devido a esse carregamento, então devemos calcular a tensão de cisalhamento máxima causada por essa força.

Figura 39 – Vista superior da haste AB.



Definimos que o pino será fabricado com material AISI 1020 estirado a frio que conforme a Tabela A1 tem resistência à tração igual a 470 MPa. Esse elemento terá diâmetro útil de 10 mm resultando numa área de seção transversal de:

$$A = \pi * 5^2 \Rightarrow A = 78,54 \text{ mm}^2. \quad (108)$$

Pela equação 4:

$$\tau = \frac{F}{A}, \quad (109)$$

então,

$$\tau = \frac{2943,46}{78,54} \Rightarrow \tau \cong \mathbf{37,48 \text{ Mpa}}. \quad (110)$$

Podemos agora aplicar a Equação 5 para determinar o coeficiente de segurança ao cisalhamento:

$$C_s = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0,577 * S_y}{\tau}, \quad (111)$$

$$C_s = \frac{0,577 * 470}{37,48} \Rightarrow C_s \cong \mathbf{7,23}. \quad (112)$$

Para o dimensionamento das hastes do sistema, consideramos a mesma força de tração presente no pino AB. Como temos o furo desse pino nas três hastes do sistema, devemos considerar uma análise em função desse concentrador de tensão, para isso utilizamos a Figura 40.

Budynas e Nisbett (2011) apresentam uma equação que relaciona a tensão máxima com a tensão nominal em função desse concentrador de tensão, essa equação é dada por:

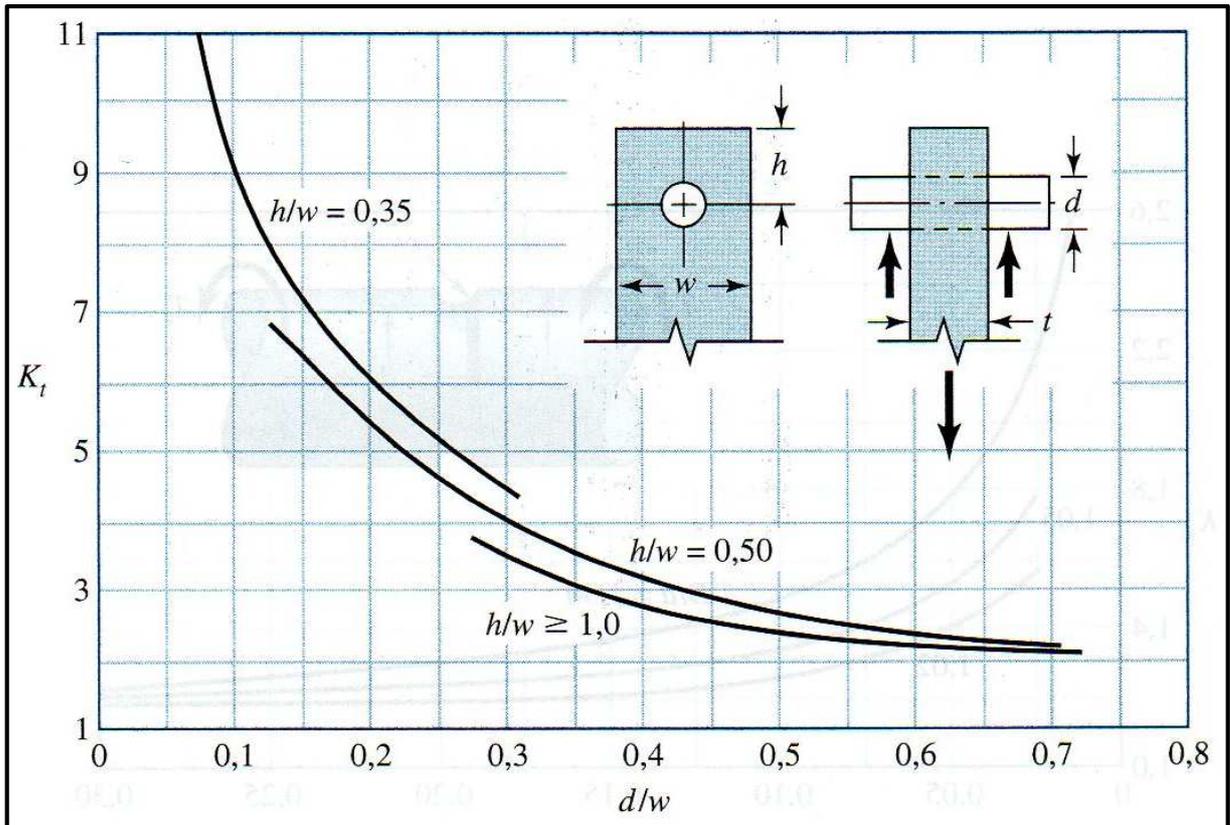
$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_{\text{nom}}, \quad (113)$$

em que,

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{P}{A_c}, \quad (114)$$

$$A_c = (w - d)t. \quad (115)$$

Figura 40 – Placa carregada em tração por um pino através de um orifício.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1031).

Com base na figura acima, podemos calcular a tensão máxima em cada haste. Com base nos parâmetros dessa figura podemos dizer que nesse ponto de análise duas hastes têm os mesmos valores para h , t e w , dessa forma:

$$\begin{cases} h = 10\text{mm} \\ t = 15\text{mm} \\ w = 20\text{mm} \end{cases} \quad (116)$$

em que,

$$\frac{h}{w} = \frac{10}{20} = 0,5, \quad (117)$$

$$\frac{d}{w} = \frac{15}{20} = 0,75. \quad (118)$$

Com isso obtemos um concentrador de tensão igual a 2,2. Substituindo as Equações 114 e 115 na Equação 113:

$$\sigma_{\max} = K_t \frac{P}{(w-d)t'} \quad (119)$$

obtemos então,

$$\sigma_{\max} = 2,2 * \frac{2943,46}{(20 - 15) * 15} \Rightarrow \sigma_{\max} \cong \mathbf{86,34 \text{ Mpa.}} \quad (120)$$

Decidimos que as hastes serão fabricadas com aço AISI 1035 estirado a frio com resistência à tração $S_{ut} = 550 \text{ Mpa}$ que resulta num coeficiente de segurança para a seção de análise de:

$$C_s = \frac{S_{ut}}{\sigma_{\max}} = \frac{550}{86,34} \Rightarrow C_s \cong \mathbf{6,37.} \quad (121)$$

Os parâmetros da haste BD, que possui um formato semicircular, são diferentes aos apresentados acima, ocasionando num fator de segurança um pouco diferente, cujo valor é mostrado pela Equação 122:

$$C_s = \frac{S_{ut}}{\sigma_{\max}} = \frac{550}{45,13} \Rightarrow C_s \cong \mathbf{12,19.} \quad (122)$$

Esse formato semicircular foi adotado para evitar a colisão entre a haste e a asa no momento em que esta gira quase 180° em relação ao eixo V. Os desenhos detalhados de todas as hastes estão ilustrados no apêndice A deste trabalho.

4.6 Dimensionamento dos eixos

Essa seção terá a mesma metodologia apresentada para as engrenagens, ou seja, as características em comum dos eixos serão mostradas a seguir e as específicas em suas subseções. De certo modo, não existem muitos parâmetros que possam ser utilizados igualmente para todos eles, como foi feito com as engrenagens, então temos que:

- Fator de carga (k_c): Como temos carregamento combinado de flexão e torção, $k_c = 1$;
- Fator de temperatura (k_d): Consideramos que os eixos irão trabalhar em temperaturas abaixo de 37°C , ou seja, $k_d = 1$;
- Fator de confiabilidade (k_e): O dimensionamento foi realizado para uma confiabilidade de 99,9%, então $k_e=0,753$;
- Fator de segurança (n): Foi empregado um fator de segurança de 1,5 para todos os eixos do sistema.

Como o material de cada elemento é diferente, o fator de superfície é diferente em cada caso, mas seus parâmetros, que foram apresentados na Tabela 7, são os mesmos. Dessa forma, como a superfície dos eixos será usinada, temos que $a=4,51$ e $b=-0,265$. Em relação aos concentradores de tensão, definimos que a sensibilidade ao entalhe de todos os elementos é de $q=1$, ou seja, $k_f = k_t$ resultando num material com sensibilidade completa ao entalhe.

Acrescenta-se também que o dimensionamento foi realizado com base em forças presentes nas engrenagens e nas rodas dentadas da corrente e como temos engrenagens helicoidais, existem forças axiais em cada engrenamento, porém, devido à inversão da mão de hélice nos eixos que possuem engrenagens iguais, essa força se anula.

Resumindo, existem forças axiais apenas nos eixos I e II e estas são desconsideradas no dimensionado por não influenciarem significativamente nos esforços. Ressaltamos que as forças axiais foram analisadas somente na escolha dos mancais.

Outro ponto importante que devemos comentar é que os eixos serão construídos de forma escalonada, ou seja, cada um terá no mínimo duas dimensões de diâmetro e para isso foram estudados até quatro pontos críticos no elemento, sendo eles:

- Ponto de atuação das forças nas engrenagens localizadas nas extremidades do eixo;
- Ponto de atuação das forças nos elementos localizados no meio do eixo;
- No sulco do anel retentor das engrenagens localizadas nas extremidades do eixo;
- No sulco do anel retentor dos elementos localizados no meio do eixo.

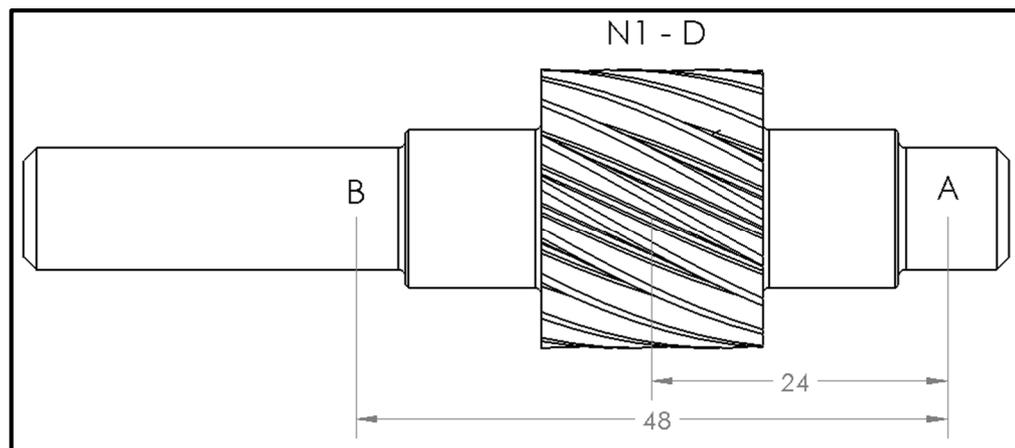
Como vimos na seção anterior, N1 e N3 possuem um diâmetro primitivo pequeno em relação aos demais elementos do sistema, portanto, após o dimensionamento dos eixos I e II ficou decidido que estas engrenagens serão usinadas no próprio eixo.

4.6.1 Eixo I

Esse elemento é o responsável por iniciar o processo de transmissão de movimento ao sistema, ou seja, o motor de passo será acoplado no eixo I que possui apenas uma engrenagem, como pode ser observado na Figura 30, apresentada no início dos resultados.

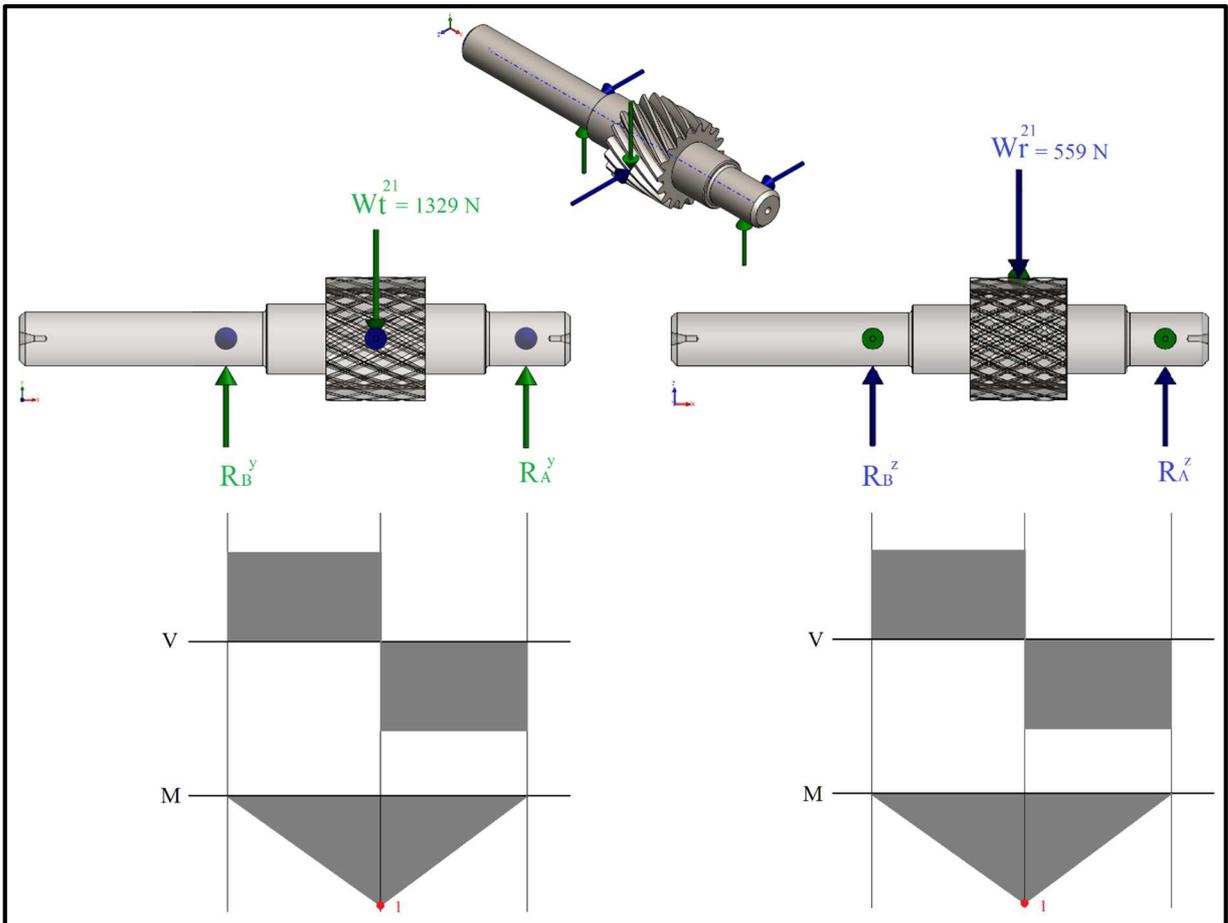
Para darmos início ao cálculo das reações e conseqüentemente dos momentos aplicados ao eixo, devemos determinar a posição dos elementos como mostrado na Figura 41, onde temos as distâncias finais das forças aplicadas no eixo.

Figura 41 – Localização das forças no eixo I.



Definida a posição das forças no eixo, podemos calcular as reações nos mancais utilizando as equações derivadas das leis de Newton, apresentadas no início da revisão bibliográfica. Observamos também que esse eixo é o mais simples do sistema (engrenagem fixa e sem sulco de anel retentor), dessa forma, decidimos analisar somente o ponto crítico que foi assinalado com um círculo vermelho na Figura 42.

Figura 42 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo I.



Então, observando as duas figuras apresentadas acima, temos que:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_A^y + R_B^y - 1329 = 0 \Rightarrow R_A^y + R_B^y = 1329, \quad (123)$$

$$\sum M_A^y = 0 \Rightarrow R_B^y * 48 - 1329 * 24 = 0, \quad (124)$$

$$R_B^y = \frac{1329 * 24}{48} = 664\text{ N}, \quad (125)$$

$$R_A^y + 664 = 1329 \Rightarrow R_A^y = 664\text{ N}, \quad (126)$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_A^z + R_B^z - 559 = 0 \Rightarrow R_A^z + R_B^z = 559, \quad (127)$$

$$\sum M_A^z = 0 \Rightarrow R_B^z * 48 - 559 * 24 = 0, \quad (128)$$

$$R_B^z = \frac{559 * 24}{48} = 279 \text{ N}, \quad (129)$$

$$R_A^z + 279 = 559 \Rightarrow R_A^z = 279 \text{ N}. \quad (130)$$

Pela simetria do sistema, para determinarmos o momento no ponto crítico analisado, podemos utilizar qualquer um dos lados do eixo, então:

$$\sum M_1^y = 0 \Rightarrow M_1 - R_A^y * 24 = 0, \quad (131)$$

$$M_{1y} = 664 * 24 = 15936 \text{ Nmm}, \quad (132)$$

$$\sum M_1^z = 0 \Rightarrow M_1 - R_A^z * 24 = 0, \quad (133)$$

$$M_{1z} = 279 * 24 = 6696 \text{ Nm}. \quad (134)$$

Podemos agora determinar o restante dos fatores que modificam o limite de resistência à fadiga (S_e), sendo eles:

➤ Fator de superfície (k_a): Esse fator é determinado em função da resistência a tração mínima (S_{ut}) do material do elemento. Como a engrenagem que será usinada nesse eixo já possui material especificado, utilizamos a Tabela A2 dos anexos A para definir S_{ut} do aço 1050 temperado e revido a 425°C igual a 1090 Mpa e $S_y = 793$ Mpa. Com isso, encontramos um fator de superfície equivalente a:

$$k_a = aS_{ut}^b = 4,51 * 1090^{-0,265} \Rightarrow k_a = 0,7067. \quad (135)$$

➤ Fator de tamanho (k_b): O fator de tamanho é definido pela Equação 50 que apresenta uma relação em função do diâmetro do eixo, então se fez necessário a escolha de um diâmetro para a primeira iteração dos cálculos, utilizamos a expressão para k_b num intervalo de $2,79 \leq d \leq 51$ mm. O resultado após algumas iterações é de:

$$k_b = 1,24d^{-0,107} = 1,24 * 11,08^{-0,107} \Rightarrow k_b = 0,9586. \quad (136)$$

Para encontrarmos os coeficientes de tensões no ponto crítico analisado, tomamos como base as Figuras A3-1 e A3-2 dos anexos A, para um raio de filete de 0,975 mm. Portanto:

$$k_t = 1,85 \text{ e } k_{ts} = 1,55. \quad (137)$$

Por consequência da total sensibilidade ao entalhe ($q=1$), obtemos:

$$k_f = 1,85 \text{ e } k_{fs} = 1,55. \quad (138)$$

Com os dados já obtidos, podemos calcular o limite de resistência a fadiga que é definido pela Equação 48.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e 0,5S_{ut} = 0,7067 * 0,9586 * 1 * 1 * 0,753 * 0,5 * 1090 \Rightarrow S_e \cong 278 \text{ Mpa}. \quad (139)$$

Como temos um eixo rodando com torção e flexão constantes, a tensão de flexão é completamente reversa (tensão alternará de compressão à tração em cada revolução do eixo) e a torção é estável, ou seja, para o cálculo do diâmetro do eixo pelo critério de DE-ASME temos que $M_m = T_a = 0$. Já o torque médio e o momento fletor alternado são dados por:

$$M_a = \sqrt{M_{1y}^2 + M_{1z}^2} = \sqrt{15936^2 + 6696^2} \Rightarrow M_a \cong 17299 \text{ Nmm}, \quad (140)$$

$$T_m = 14000 \text{ Nmm}. \quad (141)$$

Com base em todos os dados apresentados nessa seção, podemos resolver a Equação 47 para o ponto crítico analisado, então:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}, \quad (142)$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 1,5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,85 * 17299}{278} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,55 * 0}{278} \right)^2 + 4 \left(\frac{1,85 * 0}{793} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,55 * 14000}{793} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}, \quad (143)$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 1,5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,85 * 17299}{278} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,55 * 14000}{793} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \Rightarrow \mathbf{d \cong 12,19 \text{ mm.}} \quad (144)$$

Podemos ver que o diâmetro encontrado é o mesmo utilizado para o cálculo do coeficiente de tamanho, isso ocorre, pois os dados apresentados são referentes à última iteração de valores. Inicialmente encontrávamos um valor para o diâmetro e este era substituído no coeficiente de tamanho e o processo era repetido até que os valores convergissem.

Como o valor apresentado acima é o mínimo que poderá ser utilizado, decidimos fabricar esse eixo com 13 milímetros de diâmetro na seção da engrenagem e 10 milímetros na seção dos mancais.

4.6.2 Eixo II

No eixo II já podemos notar algumas diferenças em relação ao primeiro, como por exemplo o aparecimento de engrenagens iguais só que com hélices contrárias. Foi utilizada essa configuração de duas engrenagens iguais para que o torque necessário ao próximo eixo seja dividido entre elas. Se tivéssemos que transmitir o torque de 1300 Nm com apenas um elemento, este seria muito grande em relação ao sistema em geral.

Outra característica desse eixo é a posição de N2, podemos notar que ela não está centralizada. Tivemos que utilizar essa configuração para evitar colisão entre N2 e P1 do eixo III. Decidimos centralizar a corrente de roletes, pois esse elemento afeta dois eixos, o que facilita no cálculo do momento fletor nos pontos críticos dos eixos III e IV.

Figura 43 - Localização das forças no eixo II.

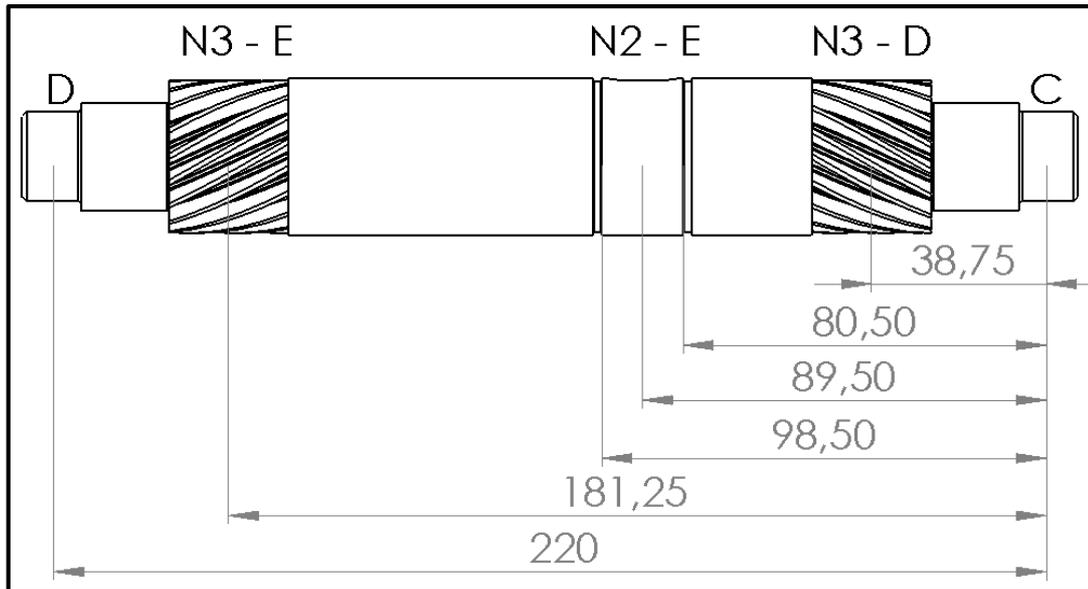
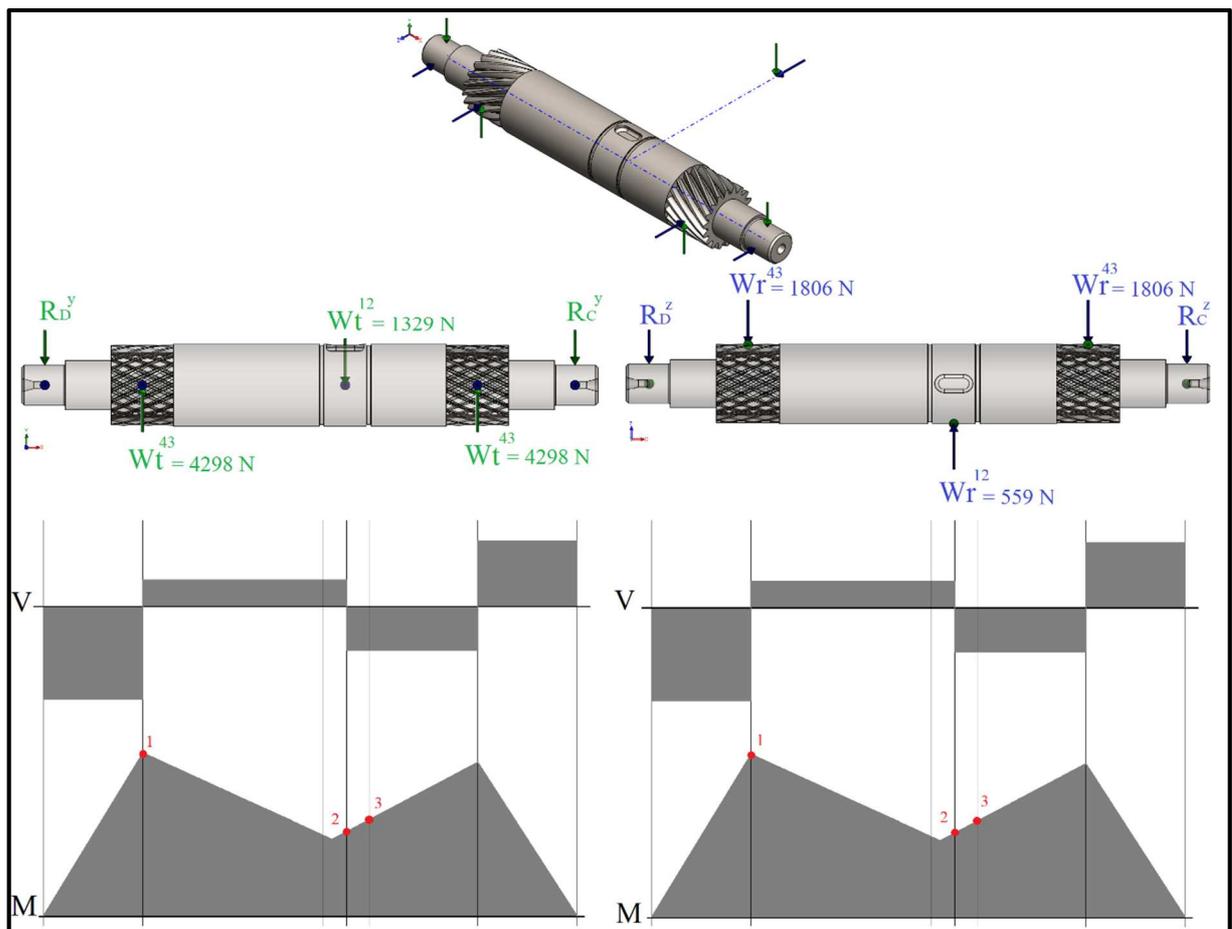


Figura 44 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo II.



O processo de obtenção das reações nos mancais e também dos momentos nos pontos críticos do elemento é o mesmo para todos os eixos. Dessa forma, apresentamos esses valores pelas tabelas a seguir.

Tabela 21 - Forças de reação no eixo II.

R_C^y [N]	R_D^y [N]	R_C^z [N]	R_D^z [N]
3510	3757	1475	1579

Tabela 22 – Valores de momento fletor para o eixo II.

M_1^y [Nmm]	M_2^y [Nmm]	M_3^y [Nmm]	M_1^z [Nmm]	M_2^z [Nmm]	M_3^z [Nmm]
145591	95987,1	103082	61188	40341	43323

Com relação ao material, como temos as engrenagens N3 usinadas nesse eixo, seu material resulta no aço 1050 temperado e revenido a 425°C com $S_{ut} = 1090$ MPa e $S_y = 793$ MPa. Podemos ver que o material para os eixos 1 e 2 é o mesmo, ou seja, o fator de superfície para esse elemento é:

$$k_a = 0,7067. \quad (145)$$

Pela Figura 44, podemos ver que para esse elemento são analisados três pontos críticos, resultando em três fatores de tamanho diferentes, sendo eles:

$$k_{b_1} = 1,24d_1^{-0,107} = 1,24 * 23,66^{-0,107} \Rightarrow k_{b_1} = 0,8839, \quad (146)$$

$$k_{b_2} = 1,24d_2^{-0,107} = 1,24 * 23,15^{-0,107} \Rightarrow k_{b_2} = 0,8860, \quad (147)$$

$$k_{b_3} = 1,24d_3^{-0,107} = 1,24 * 32,92^{-0,107} \Rightarrow k_{b_3} = 0,8654. \quad (148)$$

Como estamos analisando mais de um ponto crítico para uma mesma seção do eixo, como por exemplo, os pontos 2 e 3 referentes ao posicionamento da engrenagem N2, devemos considerar o diâmetro maior encontrado entre eles. Que nesse caso, como em todos os outros do sistema, será o diâmetro do ponto crítico localizado nas ranhuras dos anéis de retenção.

Cada posição analisada possui um concentrador de tensões diferente, ou seja, no ponto 1 temos um filete de ressalto na engrenagem, já no ponto 2 temos o rasgo de chaveta e no ponto 3 o sulco do anel retentor. Como foi dito anteriormente, para a primeira iteração utilizamos a Tabela 6 da revisão bibliográfica.

No ponto 1 consideramos a mesma metodologia do primeiro eixo, resultando em um raio de 1,5 mm, já no rasgo de chaveta, utilizamos a Figura A3-3 dos anexos A onde devemos analisar a razão r/d (raio do filete do rasgo de chaveta dividido pelo diâmetro do eixo). Decidimos fixar essa razão em 0,045 para todos os eixos, ou seja, teremos os mesmos concentradores de rasgo de chaveta em todos os elementos, mas como temos diâmetros diferentes, o que irá mudar serão os raios dos filetes de cada chaveta.

Para o valor declarado, temos que:

$$k_{t2} = k_{f2} \cong 1,77, \quad (149)$$

$$k_{ts2} = k_{fs2} \cong 2,60. \quad (150)$$

Como no terceiro ponto temos o sulco do anel retentor, utilizamos as Figuras A3-4 e A3-5 localizadas nos anexos A para determinar os concentradores de tensão. Consideramos a geometria de cada anel retentor para dimensionar o sulco de modo a minimizar as tensões, ou seja, aumentamos a razão a/t (comprimento sobre altura do sulco) e também r/t (raio do filete sobre altura do sulco).

Essas dimensões serão apresentadas nos desenhos de cada elemento, localizados no apêndice A desse trabalho. Já a geometria dos anéis de retenção será abordada na seção específica desse elemento.

Com base nisso, obtemos:

$$k_{t3} = k_{f3} \cong 3,50, \quad (151)$$

$$k_{ts3} = k_{fs3} \cong 2,10. \quad (152)$$

Da mesma maneira apresentada para o eixo I, calculamos o limite de resistência corrigido para fadiga nos três pontos de análise:

$$S_{e_1} = k_a k_{b_1} k_c k_d k_e 0,5 S_{ut} = 0,7067 * 0,8839 * 1 * 1 * 0,753 * 0,5 * 1090 \Rightarrow S_{e_1} = 256 \text{ Mpa}, \quad (153)$$

$$S_{e_2} = k_a k_{b_2} k_c k_d k_e 0,5 S_{ut} = 0,7067 * 0,8860 * 1 * 1 * 0,753 * 0,5 * 1090 \Rightarrow S_{e_2} = 257 \text{ Mpa}, \quad (154)$$

$$S_{e_3} = k_a k_{b_3} k_c k_d k_e 0,5 S_{ut} = 0,7067 * 0,8654 * 1 * 1 * 0,753 * 0,5 * 1090 \Rightarrow S_{e_3} = 251 \text{ Mpa}. \quad (155)$$

A análise de momento fletor e torque no eixo leva em considerações as mesmas características que no eixo 1, então:

$$M_{a_1} = \sqrt{M_{1y}^2 + M_{1z}^2} = \sqrt{145591^2 + 61188^2} \Rightarrow M_{a_1} \cong 157926 \text{ Nmm}, \quad (156)$$

$$T_{m_1} = 67000 \text{ Nmm}, \quad (157)$$

$$M_{a_2} = \sqrt{M_{2y}^2 + M_{2z}^2} = \sqrt{95987^2 + 40341^2} \Rightarrow M_{a_2} \cong 104120 \text{ Nmm}, \quad (158)$$

$$T_{m_2} = 134000 \text{ Nmm}, \quad (159)$$

$$M_{a_3} = \sqrt{M_{3y}^2 + M_{3z}^2} = \sqrt{103082^2 + 43323^2} \Rightarrow M_{a_3} \cong 111816 \text{ Nmm}, \quad (160)$$

$$T_{m_3} = 67000 \text{ Nmm}. \quad (161)$$

Diante dos dados apresentados, calculamos o diâmetro nos pontos de análise:

$$d_1 = \left\{ \frac{16 * 1,5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,85 * 157926}{256} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,50 * 67000}{793} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \Rightarrow d_1 \cong 26,05 \text{ mm}, \quad (162)$$

$$d_2 = \left\{ \frac{16 * 1,5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,77 * 104120}{257} \right)^2 + 3 \left(\frac{2,60 * 134000}{793} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \Rightarrow d_2 \cong 23,15 \text{ mm}, \quad (163)$$

$$d_3 = \left\{ \frac{16 * 1,5}{\pi} \left[4 \left(\frac{3,50 * 111816}{251} \right)^2 + 3 \left(\frac{2,10 * 67000}{793} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \Rightarrow d_3 \cong 28,82 \text{ mm.} \quad (164)$$

Como foi dito anteriormente, devemos utilizar o maior valor entre d_2 e d_3 pois estes são referentes à mesma seção do eixo. Outro ponto importante que devemos relatar é que pela configuração dos elementos (engrenagens das extremidades usinadas no eixo) consideramos esse eixo como um caso especial do sistema, pois, como temos N2 posicionado entre as engrenagens usinadas, o diâmetro d_3 deverá ser maior que o diâmetro total dessas engrenagens.

Em virtude disso e também por questões de fabricação, decidimos arredondar para valores inteiros todos os diâmetros calculados para os eixos, então pela tabela abaixo podemos visualizar como ficou a configuração do eixo II, que pode também ser conferida no apêndice A.

Tabela 23 – Diâmetros finais do eixo II.

Seção do eixo	Diâmetro [mm]
Na engrenagem N2	35
Nas engrenagens N3	26
Nos mancais C e D	20

4.6.3 Eixo III

Podemos dizer que os eixos III e IV possuem uma análise completa dos pontos críticos, ou seja, temos todas as engrenagens chavetadas e com anéis de retenção, como pode ser observado pela Figura 46.

Figura 45 – Localização das forças no eixo III.

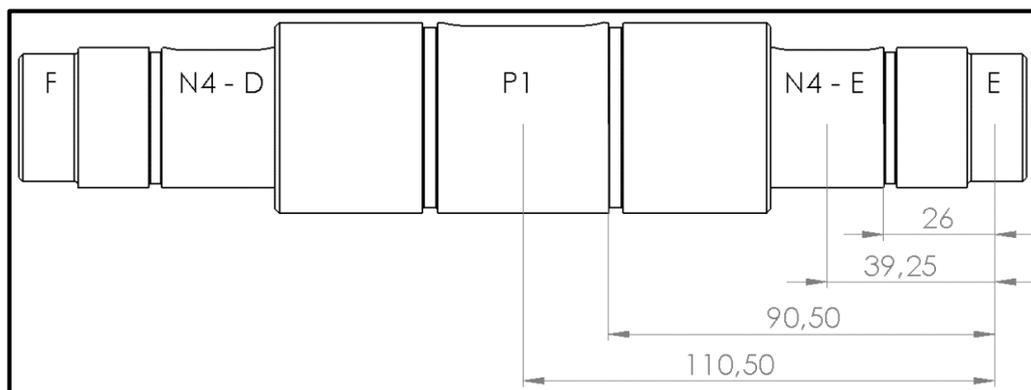
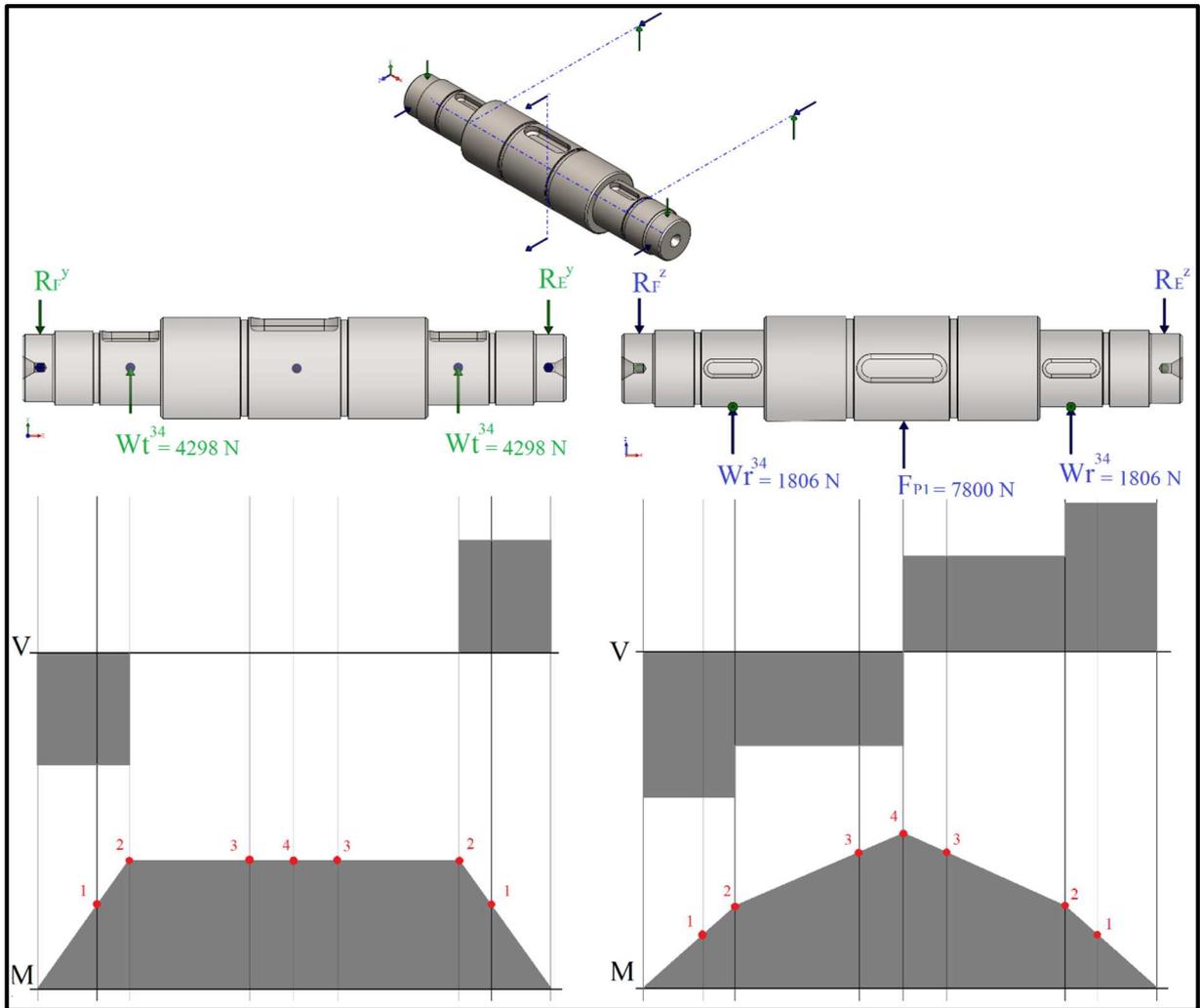


Figura 46 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo III.



De maneira análoga aos elementos anteriores, temos as tabelas que definem as forças de reação nos mancais e também o resultado dos momentos fletores nos pontos de análise do eixo III.

Tabela 24 – Forças de reação no eixo III.

R_E^y [N]	R_F^y [N]	R_E^z [N]	R_F^z [N]
4298	4298	5706	5706

Tabela 25 – Valores de momento fletor para o eixo III.

M_1^y	$M_2^y = M_3^y = M_4^y$	M_1^z	M_2^z	M_3^z	M_4^z
[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]
111744	168690	148363	223971	423846	501846

Devido aos esforços encontrados nesse elemento, escolhemos um material com maior resistência à tração e ao escoamento, tal como o aço 4130 temperado e revenido a 425°C com $S_{ut} = 1280$ Mpa e $S_y = 1190$ Mpa. Resultando num fator de superfície de $k_a = 0,6773$. Em seguida determinamos os fatores de tamanho, tomando como base os valores finais dos diâmetros:

$$k_{b_1} = 1,24d_1^{-0,107} = 1,24 * 32,92^{-0,107} \Rightarrow k_{b_1} = 0,8532, \quad (165)$$

$$k_{b_2} = 1,24d_2^{-0,107} = 1,24 * 32,08^{-0,107} \Rightarrow k_{b_2} = 0,8556, \quad (166)$$

$$k_{b_3} = 1,24d_3^{-0,107} = 1,24 * 45,12^{-0,107} \Rightarrow k_{b_3} = 0,8249, \quad (167)$$

$$k_{b_4} = 1,24d_4^{-0,107} = 1,24 * 40,12^{-0,107} \Rightarrow k_{b_4} = 0,8353, \quad (168)$$

Diante da geometria dos anéis de retenção escolhidos para esse eixo, que será abordada mais adiante, definimos os concentradores de tensão para os pontos 1 e 3:

$$k_{f1} \cong 3,50, \quad (169)$$

$$k_{fs1} \cong 2,00, \quad (170)$$

$$k_{f3} \cong 3,50, \quad (171)$$

$$k_{fs3} \cong 2,10. \quad (172)$$

A concentração de tensões nas chavetas já foi definida na subseção anterior como sendo:

$$k_{f2} = k_{f4} \cong 1,77, \quad (173)$$

$$k_{fs2} = k_{fs4} \cong 2,60. \quad (174)$$

Diante desses dados, podemos calcular o restante das características encontradas no critério de DE-ASME como foi feito para os eixos apresentados anteriormente. Decidimos criar a tabela abaixo com os valores finais desse elemento. Ressaltando que o ponto 1, pelo fato de estar posicionado após a engrenagem, não é submetido ao torque.

Tabela 26 – Resumo dos dados obtidos para o eixo III.

Ponto de análise	S_e [MPa]	M_a [Nmm]	T_m [Nmm]	d [mm]
1	278	185737	-	32,92
2	279	280391	650000	32,08
3	269	456182	650000	45,12
4	273	529439	1300000	40,12

Definimos então, como dimensões finais os seguintes valores:

- Na seção da roda dentada P1, **$d = 45$ mm**;
- Na seção das engrenagens N4, **$d = 33$ mm**;
- Na seção dos mancais E e F, **$d = 30$ mm**.

4.6.4 Eixo IV

Podemos dizer que as características desse eixo são iguais às apresentadas para o elemento anterior, ou seja, temos o mesmo material e concentradores de tensões. Entretanto, as engrenagens N4 e N5 são diferentes, modificando as forças atuantes nesse elemento e também suas distâncias, como pode ser visto nas figuras a seguir.

Figura 47 – Localização das forças no eixo IV.

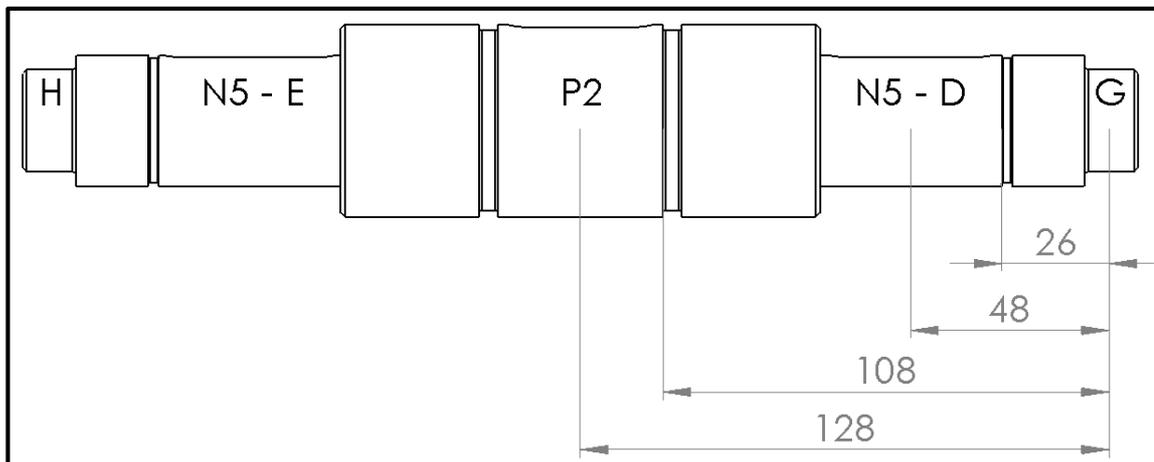
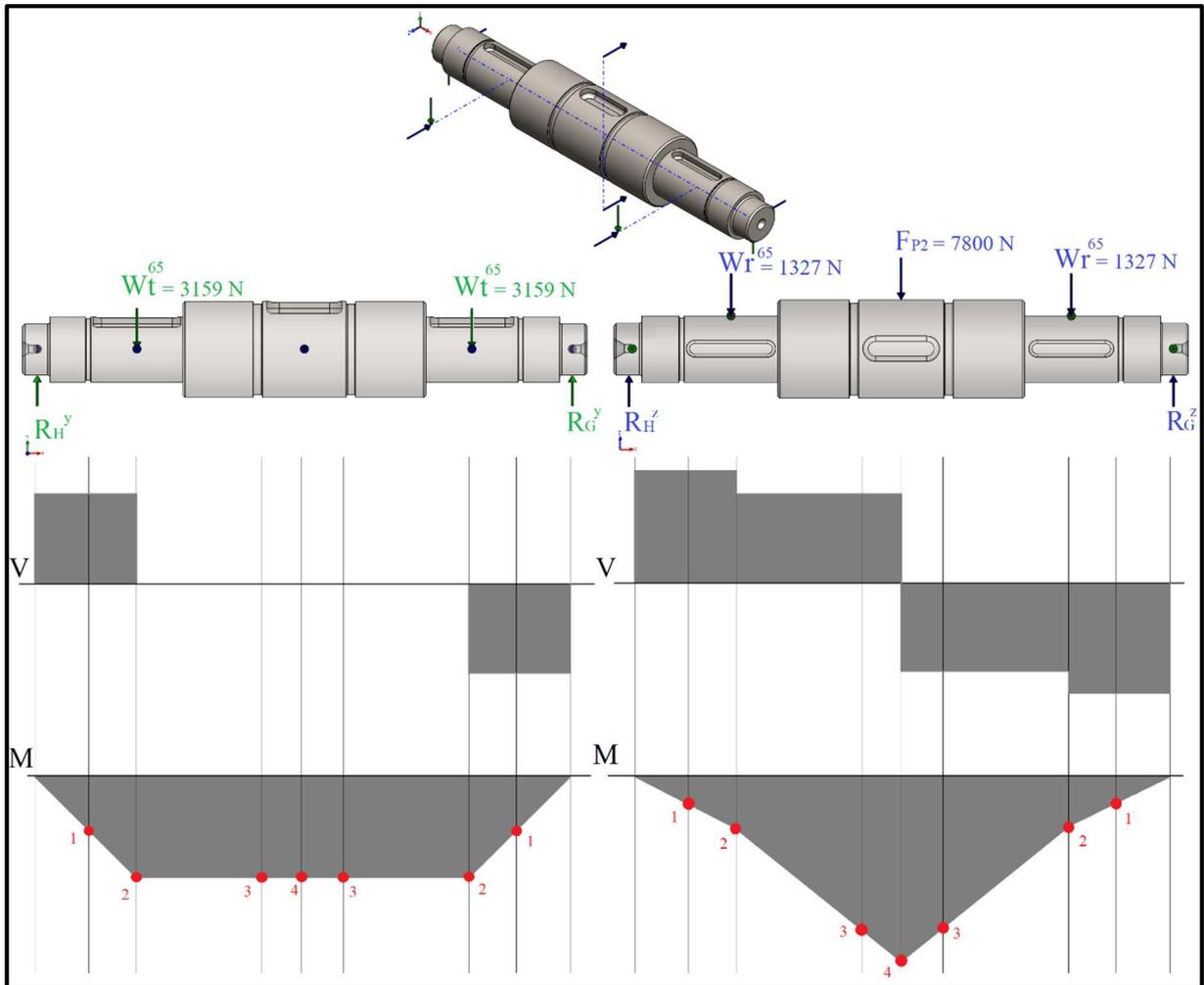


Figura 48 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo IV.



Realizando o mesmo processo dos elementos anteriores, montamos as tabelas abaixo, que apresentam os valores das reações nos mancais e também os momentos fletores nos pontos dados pela Figura 48.

Tabela 27 – Forças de reação no eixo IV.

R_G^y [N]	R_H^y [N]	R_G^z [N]	R_H^z [N]
3159	3159	5227	5227

Tabela 28 – Valores de momento fletor para o eixo IV.

M_1^y	$M_2^y = M_3^y = M_4^y$	M_1^z	M_2^z	M_3^z	M_4^z
[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]
82122	151609	135914	250918	484918	562918

Com base nos dados finais, apresentamos o cálculo dos fatores de tamanho de cada ponto analisado, sendo eles:

$$k_{b_1} = 1,24d_1^{-0,107} = 1,24 * 31,18^{-0,107} \Rightarrow k_{b_1} = 0,8582, \quad (175)$$

$$k_{b_2} = 1,24d_2^{-0,107} = 1,24 * 30,70^{-0,107} \Rightarrow k_{b_2} = 0,8596, \quad (176)$$

$$k_{b_3} = 1,24d_3^{-0,107} = 1,24 * 46,63^{-0,107} \Rightarrow k_{b_3} = 0,8220, \quad (177)$$

$$k_{b_4} = 1,24d_4^{-0,107} = 1,24 * 38,74^{-0,107} \Rightarrow k_{b_4} = 0,8504. \quad (178)$$

Como mencionado no início dessa subseção, temos os mesmos valores dos concentradores de tensões do eixo III e definimos também o mesmo material (AISI 4130) e tratamento térmico para esse elemento. Portanto, já podemos calcular o diâmetro das seções pelo critério DE-ASME, seus valores estão apresentados na tabela abaixo.

Tabela 29 – Resumo dos dados obtidos para o eixo IV.

Ponto de análise	S_e [MPa]	M_a [Nmm]	T_m [Nmm]	d [mm]
1	280	158797	-	31,18
2	281	293164	213358	30,70
3	268	508065	213358	46,63
4	278	582977	426716	38,74

Definimos então, como dimensões finais os seguintes valores:

- Na seção da roda dentada P2, **d = 47 mm**;
- Na seção das engrenagens N5, **d = 31 mm**;
- Na seção dos mancais G e H, **d = 25 mm**.

4.6.5 Eixo V

Diferentemente dos demais eixos, o eixo V apresenta apenas um par de engrenagens iguais com mão de hélice oposta. Esse elemento é o responsável por transmitir o torque para as

hastes BD, que tem a função de girar a segunda parte da asa. Podemos ver pelas figuras a seguir o local onde estas hastes são posicionadas no eixo.

Figura 49 – Localização das forças no eixo V.

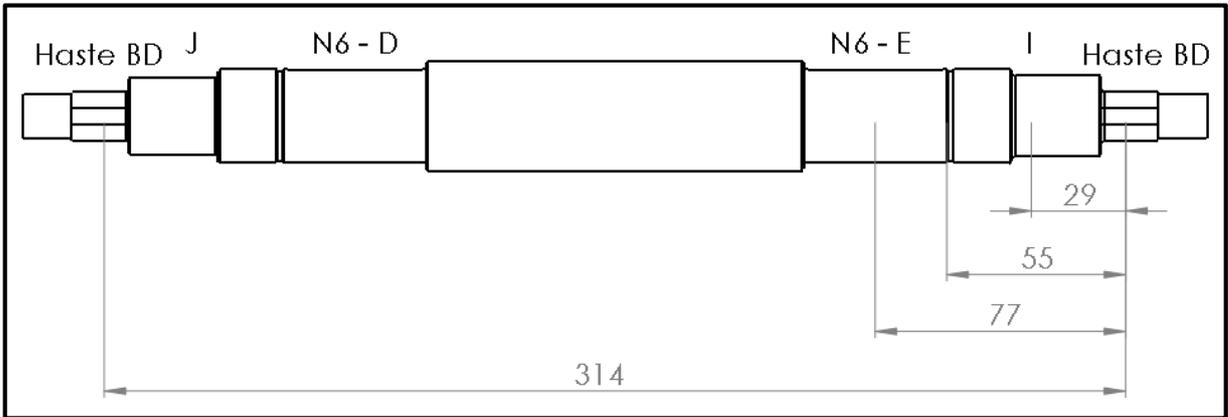
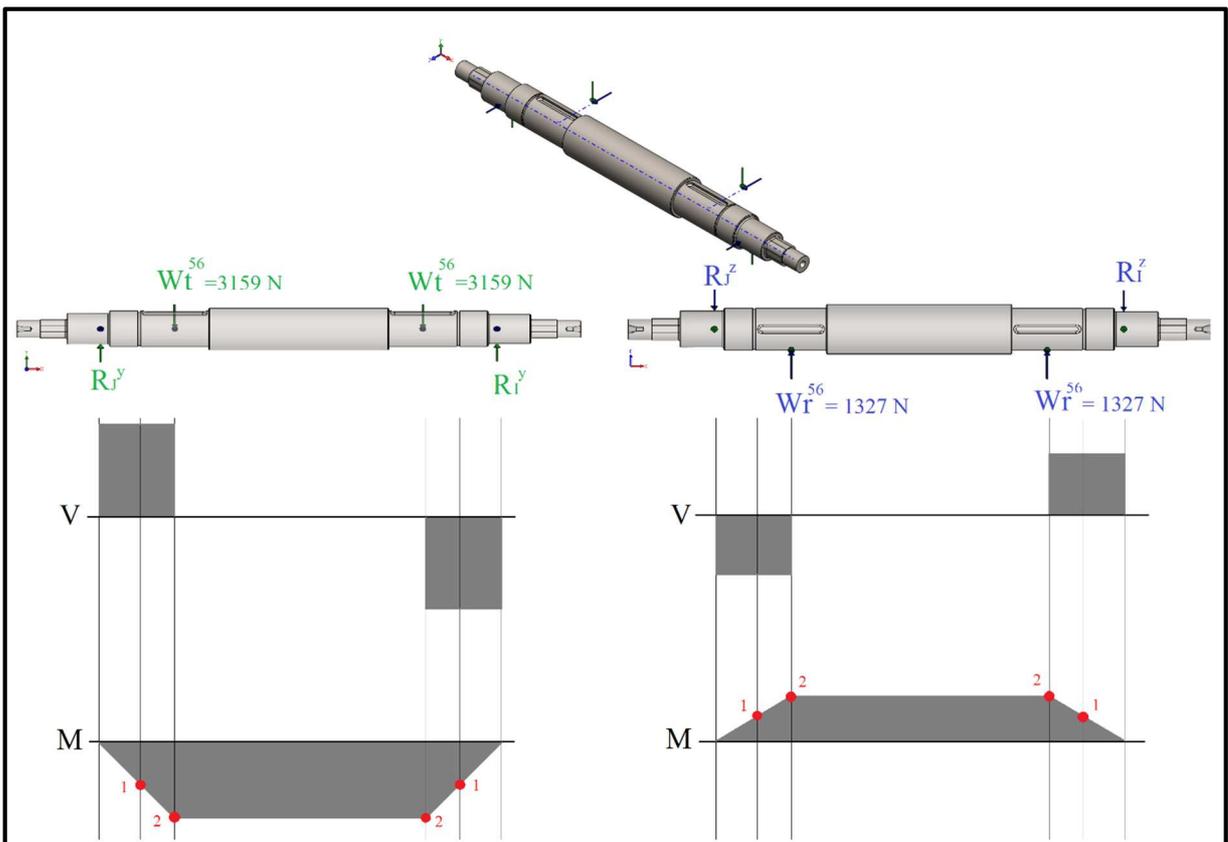


Figura 50 – Representação dos diagramas de esforço cortante e momento fletor do eixo V.



Com base na posição escolhida para análise, obtemos as forças de reação nos mancais e os momentos fletores nesses pontos. Esses valores são apresentados na Tabela 30.

Tabela 30 – Forças de reação e momentos no eixo V.

R_1^y [N]	R_j^y [N]	M_1^y [Nmm]	M_2^y [Nmm]	R_1^z [N]	R_j^z [N]	M_1^z [Nmm]	M_2^z [Nmm]
3159	3159	82122	151609	1327	1327	34514	63718

Nesse elemento, os esforços não são tão elevados em comparação aos demais eixos, então definimos o aço AISI 1030 temperado e revenido a 315°C, resultando, de acordo com a Tabela A2 dos anexos A, numa resistência à tração de 800 MPa e ao escoamento de 621 MPa. Com isso, o fator de superfície resultou em $k_a = 0,7671$.

Tomando como base os valores finais para o diâmetro nos pontos calculados, podemos determinar os fatores de tamanho:

$$k_{b_1} = 1,24d_1^{-0,107} = 1,24 * 29,00^{-0,107} \Rightarrow k_{b_1} = 0,8649. \quad (179)$$

$$k_{b_2} = 1,24d_2^{-0,107} = 1,24 * 28,48^{-0,107} \Rightarrow k_{b_2} = 0,8665. \quad (180)$$

Como tentamos padronizar os valores dos concentradores de tensões, modificamos as dimensões dos sulcos dos anéis de retenção para obter os mesmos valores dos eixos anteriores. Dito isto, apresentamos a tabela a seguir com os diâmetros calculados para esse elemento.

Tabela 31 – Resumo dos dados obtidos para o eixo V.

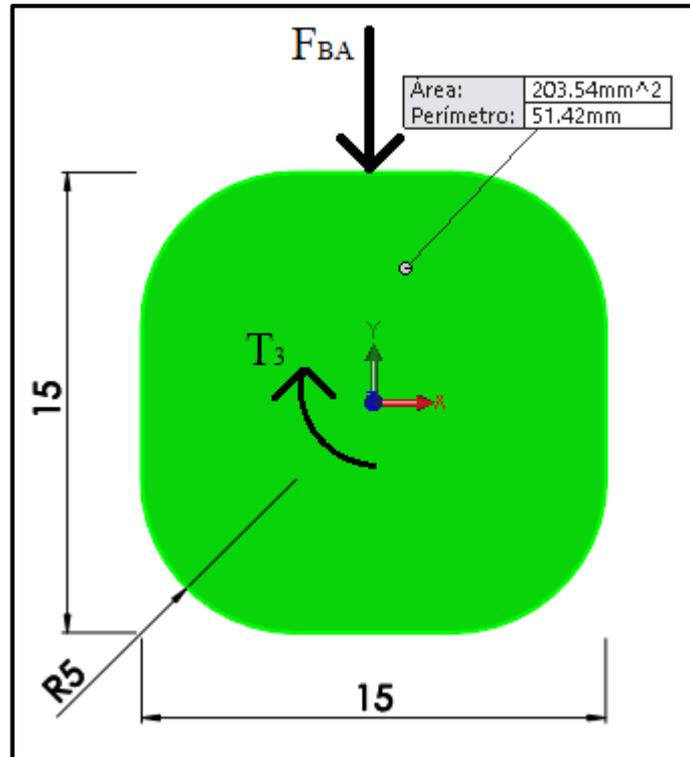
Ponto de análise	S_e [MPa]	M_a [Nmm]	T_m [Nmm]	d [mm]
1	200	89079	115000	29,00
2	200	164454	115000	28,48

Podemos ver na Figura 50 que os dois pontos críticos analisados pertencem à mesma seção do eixo, ou seja, as outras duas seções foram definidas por uma aproximação da relação $D/d = 1,2$, resultando num diâmetro para os mancais de 25 mm e para o ressalto das engrenagens de 35 mm. Em resumo, temos:

- Na seção do ressalto das engrenagens, **$d = 35$ mm;**
- Na seção das engrenagens N6, **$d = 29$ mm;**
- Na seção dos mancais I e J, **$d = 25$ mm.**

Com a finalidade de conferir se a seção onde a haste BD é conectada ao eixo irá suportar o torque T_3 e a tensão de cisalhamento devido a força \vec{F}_{BA} , iremos analisar a seção transversal apresentada pela figura a seguir.

Figura 51 – DCL da seção transversal quadrada do eixo V.



Budynas e Nisbett (2011) apresentam a tensão de cisalhamento devido ao torque em eixos não circulares como sendo:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{\alpha bc^2}, \quad (181)$$

em que,

α = fator que é função da razão b/c (para $b=c$, $\alpha = 0,208$);

b = lado mais longo da seção transversal retangular;

c = lado mais curto da seção transversal retangular.

Como temos duas hastes para transmitir T_3 , temos que $T_3 = 115 \text{ Nm}$ ou $T_3 = 115 * 10^3 \text{ Nmm}$, com isso obtemos:

$$\tau_{\max} = \frac{115 * 10^3}{0,208 * 15 * 15^2} \Rightarrow \tau_{\max} \cong \mathbf{164 \text{ Mpa.}} \quad (182)$$

Para o cálculo da tensão de cisalhamento devido a força cortante utilizamos a Equação 4 da revisão bibliográfica, onde temos $A = 203,54 \text{ mm}^2$ conforme dado pela Figura 51:

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{2943,46}{203,54} \Rightarrow \tau \cong \mathbf{14,46 \text{ MPa.}} \quad (183)$$

Podemos ver que a soma dessas duas tensões será menor que a tensão do material utilizado no eixo gerando um coeficiente de segurança no valor de:

$$C_s = \frac{0,577 * 800}{164 + 14,46} \Rightarrow C_s \cong \mathbf{2,59.} \quad (184)$$

De modo a assegurar que a haste BD não tenha deslocamento axial, sugerimos o uso de uma porca sextavada M14 com 10 milímetros de espessura em cada extremidade do eixo V.

4.7 Dimensionamento dos demais elementos

Os elementos encontrados nessa seção não foram abordados na revisão da bibliografia por se tratarem de componentes dos eixos, não sendo necessária uma abordagem tão ampla como em engrenagens ou eixos.

4.7.1 Chavetas

O dimensionamento das chavetas foi realizado com base na Tabela 32 que apresenta as dimensões de chavetas quadradas. Determinamos a força na superfície dos eixos e dimensionamos as chavetas para falha por cisalhamento e esmagamento.

Tabela 32 – Dimensões em milímetros para chavetas quadradas.

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	Largura	Altura	
8	11	2	2	1
11	14	3	3	1,5
14	22	5	5	2
22	30	6	6	3
30	36	8	8	5
36	44	10	10	5
44	58	12	12	6
58	70	16	16	8

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 405).

De acordo com o diâmetro de cada eixo, obtemos a largura e altura das chavetas pela tabela acima, com isso, decidimos que o comprimento de cada chaveta seria dois milímetros menor que a espessura de cada elemento acoplante (engrenagens ou rodas dentadas da corrente). Projetamos com base na resistência ao escoamento do material, sempre mantendo os coeficientes de segurança acima de 2.

Como o cisalhamento irá ocorrer na área dada pela largura (t_c) e comprimento (l) da chaveta, utilizamos a Equação 4 da revisão bibliográfica no processo de dimensionamento. Para resistir ao esmagamento, utilizamos a área de uma metade da face da chaveta ($l * t_c/2$).

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{lt_c} \quad (185)$$

Pela teoria da energia de distorção, a resistência ao cisalhamento é dada por $S_{sy} = 0,577 * S_y$ (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Também devemos aplicar um coeficiente de segurança (cs) na Equação 4, ou seja:

$$\frac{S_{sy}}{cs} = \frac{F}{lt_c} \quad (186)$$

Isolamos cs na equação acima e então escolhemos o material de cada chaveta para $cs > 2$. Em resumo, os dados obtidos para cisalhamento e esmagamento estão dispostos na Tabela 33, onde ficou definido que as chavetas das engrenagens N2, N5, N6, da roda dentada P2 e também do acoplamento entre motor e eixo I, serão fabricadas com aço 1020 estirado a frio, já para a engrenagem N4 que recebe um carregamento maior, temos o aço 1030 temperado e revenido a 205°C. Podemos conferir pela tabela que a chaveta da roda dentada P1 recebe o maior carregamento, portanto, esta será construída com aço 1045 estirado a frio.

Tabela 33 – Dados obtidos no dimensionamento das chavetas.

Chaveta do elemento:	F [N]	S_y [Mpa]	S_{sy} [Mpa]	t_c [mm]	l [mm]	CS_{cisalhamento}	CS_{esmagamento}
Acoplamento	2800	470	271	2	23	4,46	3,86
N2	7657	470	271	8	16	4,53	3,93
N4	39394	848	489	8	24,5	2,43	2,11
N5	13765	470	271	8	42	6,62	5,74
N6	7931	470	271	6	42	8,62	7,47
P1	57778	630	364	12	38	2,87	2,49
P2	18158	470	271	12	38	6,81	5,90

O desenho detalhado das chavetas juntamente com os demais componentes do sistema está apresentado no apêndice A desse trabalho.

O sufixo A contido no nome dos rolamentos representa um ângulo de contato de 30°. Essa informação é utilizada na Figura 53 para o cálculo da carga nos rolamentos em função das forças axiais e radiais do sistema.

Figura 53 – Dados relativos à carga dinâmica nos rolamentos da NSK.

Carga Dinâmica Equivalente $P = XF_r + YF_a$										NSK	
Ângulo de Contato	$i f_0 F_a^*$	e	Simples, DT				DB or DF				
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
15°	0,178	0,38	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	
	0,357	0,40	1	0	0,44	1,40	1	1,57	0,72	2,28	
	0,714	0,43	1	0	0,44	1,30	1	1,46	0,72	2,11	
	1,07	0,46	1	0	0,44	1,23	1	1,38	0,72	2,00	
	1,43	0,47	1	0	0,44	1,19	1	1,34	0,72	1,93	
	2,14	0,50	1	0	0,44	1,12	1	1,26	0,72	1,82	
	3,57	0,55	1	0	0,44	1,02	1	1,14	0,72	1,66	
	5,35	0,56	1	0	0,44	1,00	1	1,12	0,72	1,63	
25°	—	0,68	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	
30°	—	0,80	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	
40°	—	1,14	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	

*Para i , use 2 para DB, DF e 1 para DT

Carga Estática Equivalente $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$					
Ângulo de Contato	Simples, DT		DB ou DF		Quando Simples ou DT $F_r > 0,5 F_r + Y_0 F_a$ use $P_0 = F_r$
	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
15°	0,5	0,46	1	0,92	
25°	0,5	0,38	1	0,76	
30°	0,5	0,33	1	0,66	
40°	0,5	0,26	1	0,52	

Fonte: NSK (2013, p. B51).

De acordo com NSK (2013) a vida nominal (L_h) de cada rolamento é definida em função da sua rotação (n), carga dinâmica equivalente (P) e também da sua capacidade de carga dinâmica (C_r), com isso temos que:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^3 \quad (187)$$

A Figura 53 determina que para rolamentos simples, que é caso estudado, devemos relacionar a carga axial com a radial, dependendo do valor dessa relação, teremos diferentes X e Y para o cálculo da carga dinâmica equivalente. Podemos dizer que apenas o eixo 1 teve influência de forças axiais de acordo com essa figura, ou seja, a relação entre as forças foi maior que o coeficiente e (0,8) apresentado acima.

Em todos os outros eixos a força resultante radial era muito maior que a axial. Essa força resultante na direção radial foi determinada da mesma maneira que o momento fletor dos eixos foi calculado, então, temos para o eixo I que:

$$F_r = \sqrt{R_A^y{}^2 + R_A^z{}^2} = \sqrt{664^2 + 279^2} \cong 721 \text{ N}, \quad (188)$$

$$F_a/F_r = 767/721 = \mathbf{1,06 > 0,8}. \quad (189)$$

Diante disso, temos que $X=0,39$ e $Y=0,76$, podemos então determinar P:

$$P = XF_r + YF_a = 0,39 * 721 + 0,76 * 767 \cong 864 \text{ N}. \quad (190)$$

Por fim, resolvemos a Equação 187 para o eixo I como sendo:

$$L_h = \frac{10^6}{60 * 25} \left(\frac{5350}{864} \right)^3 \cong \mathbf{1,58^5 \text{ horas}}. \quad (191)$$

Esse processo foi realizado para todos os eixos, sendo que para o eixo II também temos uma força axial de 767 N, mas no restante do sistema como foi mencionado anteriormente, não temos forças axiais por causa da inversão da mão de hélice das engrenagens. Os dados obtidos nesse processo estão apresentados na Tabela 35.

Como não temos simetria no eixo II, as forças de reação nos mancais C e D são diferentes, porém para esse cálculo, consideramos as forças em D, que são as maiores. Podemos dizer também que quando não temos forças axiais, $P = F_r$.

Tabela 35 – Dados do cálculo para vida em horas dos rolamentos.

Rolamentos	C_r [N]	F_r [N]	F_a [N]	F_a/F_r	X	Y	P [N]	L_h [horas]
C e D	10800	4076	767	0,19	1	0	4076	1,24⁵
E e F	14500	7144	0	-	-	-	7144	5,57⁴
G e H	11300	6108	0	-	-	-	6108	4,22⁵
I e J	11300	3426	0	-	-	-	3426	2,39⁶

4.7.3 Anéis de retenção

A escolha dos anéis de retenção foi realizada juntamente com o dimensionamento do diâmetro dos eixos, ou seja, no dimensionamento era preciso definir os concentradores de tensão devido ao sulco dos anéis retentores, mas como não tínhamos o diâmetro dos anéis, não podíamos analisar os concentradores.

Em virtude disso, buscamos padronizar o valor desses concentradores alterando o rasgo do anel retentor (a_r) e mantendo as demais dimensões fixas, possibilitando assim, que os diâmetros dos anéis e o dos eixos fiquem iguais.

Tendo como base as Figuras A3-4 e A3-5 dos anexos A, calculamos alguns parâmetros referentes aos concentradores de tensão para o sulco de anéis de retenção. Esses dados estão apresentados pela Tabela 36, onde temos o diâmetro nominal do eixo (D), o diâmetro do sulco (d_s), sua largura (a_r), a altura (h) desse sulco e também o raio (r) do seu filete.

Tabela 36 – Dimensões em milímetros dos sulcos dos anéis retentores.

Anel	D	d_s	a_r	h	r	a_r/h	r/h
1 (N2)	35	33	2,8	1	0,28	2,80	0,28
2 (N4)	33	31,3	2,5	0,85	0,25	2,94	0,29
3 (N5)	31	29,3	2,5	0,85	0,25	2,94	0,29
4 (N6)	29	27,6	2	0,7	0,2	2,86	0,29
5 (P1)	45	42,5	3,5	1,25	0,4	2,80	0,32
6 (P2)	47	44,5	3,5	1,25	0,4	2,80	0,32
7 (PINO)	10	9,6	1,1	0,2	0,11	5,5	0,55

O diâmetro do sulco (d_s) foi definido pelo diâmetro (d2) dos anéis de retenção, cujos valores estão mostrados nas Figuras B7 e B8 dos anexos B. Para quase todos os sulcos, o raio de filete foi determinado pela relação $r = \frac{a_r}{10}$. Já a altura (h) era obtida pela diferença entre os raios de cada diâmetro, ou seja, $h = \frac{D}{2} - \frac{d_s}{2}$.

Diante dos valores calculados nas duas últimas colunas dessa tabela, conseguimos encontrar os concentradores de tensões dos sulcos dos anéis de retenção que foram utilizados no dimensionamento do diâmetro dos eixos.

4.8 Resumo do sistema

Em virtude da variedade de elementos presentes no sistema geral, fica difícil buscar alguns dados, ou até mesmo comparar estes elementos. Pensando em facilitar essa visualização, apresentamos as Tabelas 37 e 38, onde constam algumas características importantes para cada item. Decidimos dividir os elementos do sistema em itens fabricados e itens comprados.

Tabela 37 – Dados dos elementos fabricados.

Elemento	Material	Peso	Coef. de segurança	Quantidade	Peso total
Engrenagem N1	AISI 1050	-	2,51/2,59	2	-
Engrenagem N2	AISI 4130	2,27 kg	3,15/2,61	2	4,54 kg
Engrenagem N3	AISI 1050	-	2,12/2,32	4	-
Engrenagem N4	AISI 1030	3,53 kg	3,18/2,54	4	14,12 kg
Engrenagem N5	AISI 1040	3,67 kg	7,08/3,22	4	14,68 kg
Engrenagem N6	AISI 1030	1,28 kg	6,56/3,33	4	5,12 kg
Eixo I	AISI 1050	106,58 g	1,50	2	213,16 g
Eixo II	AISI 1050	1,38 kg	1,50	2	2,76 kg
Eixo III	AISI 4130	2,17 kg	1,50	2	4,34 kg
Eixo IV	AISI 4130	2,38 kg	1,50	2	4,76 kg
Eixo V	AISI 1030	1,77 kg	1,50	2	3,54 kg
Chaveta acoplamento	AISI 1020	0,74 g	5,79/5,02	2	1,48 g
Chaveta N2	AISI 1020	6,89 g	4,53/3,93	2	13,78 g
Chaveta N4	AISI 1030	11,03 g	2,43/2,11	4	44,12 g
Chaveta N5	AISI 1020	19,77 g	6,62/5,74	4	79,08 g
Chaveta N6	AISI 1020	11,06 g	8,62/7,47	4	44,24 g
Chaveta P1	AISI 1045	38,84 g	2,87/2,49	2	77,68 g
Chaveta P2	AISI 1020	38,98 g	6,81/5,90	2	77,96 g
Pino AB	AISI 1020	28,51 g	7,23	8	228,08 g
Haste AB	AISI 1035	172,07 g	6,37	4	688,28 g
Suporte haste AB	AISI 1035	127,00 g	6,37	4	508,00 g
Haste BD	AISI 1035	786,40 g	12,19	4	3,14 kg
TOTAL				66 itens	58,98 kg

Analisando a Tabela 37, podemos ver que nas engrenagens e chavetas, temos dois valores no coeficiente de segurança. Para as engrenagens, o primeiro valor é referente ao coeficiente de segurança a flexão e o segundo ao desgaste.

Nas chavetas, o primeiro valor refere-se ao coeficiente de segurança ao cisalhamento e o segundo ao esmagamento. Podemos observar também que não temos peso para as engrenagens N1 e N3, já que estas fazem parte dos eixos I e II, respectivamente.

Em relação ao preço para fabricar estes elementos, podemos fazer uma estimativa, pois o preço dos materiais, mão de obra, ferramentas e também tratamentos térmicos dependem muito de cada empresa. Assim, definimos o preço geral dos itens fabricados como sendo R\$ 2.500,00.

Na Tabela 38 estimamos os valores de cada elemento comprado no varejo. Estes valores foram encontrados através de uma pesquisa em sites de vendas pela internet, ressaltamos que todos os itens são produtos importados.

Tabela 38 – Dados dos elementos comprados.

Elemento	Material	Peso	Preço un. [R\$]	Quantidade	Preço total [R\$]
Motor	Vários	7 kg	1200,00	2	2400,00
Acoplamento	Alumínio	200 g	200,00	2	400,00
Corrente	Aço	8,82 kg	1900,00	2	3800,00
Roda dentada P1	Aço	1,58 kg	120,00	2	240,00
Roda dentada P2	Aço	1,54 kg	120,00	2	240,00
Rolamento 7000A	Aço	19 g	406,00	4	1624,00
Rolamento 7004A	Aço	68 g	418,00	4	1672,00
Rolamento 7005A	Aço	79 g	390,00	8	3120,00
Rolamento 7006A	Aço	116 g	395,00	4	1580,00
Anéis retenção	Aço	7,5 g	20,00	20	400,00
TOTAL		39,81 kg		42 itens	15.476,00

Os valores apresentados são aproximações, sem o cálculo do frete e impostos sobre produtos importados. As fontes pesquisadas trabalham com dólar, que na cotação atual custa R\$ 3,84. Tentamos obter um orçamento para esses itens no mercado brasileiro, porém, até o presente momento poucos revendedores retornaram. Os valores dos rolamentos são os únicos orçados por um revendedor brasileiro, ainda assim, sem o valor do frete.

Podemos ver que o preço dos rolamentos é alto, isso se dá pelo fato da importação desses elementos e também por serem rolamentos de alta precisão. O valor repassado pelo revendedor já contém os devidos impostos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante dos resultados apresentados, podemos dizer que todos os objetivos propostos foram alcançados, sendo eles:

- Conceber um sistema leve e seguro de abertura e fechamento das asas;
- Dimensionar os componentes envolvidos;
- Desenhar a estrutura em software CAD.

Apesar do conjunto com todos os elementos fabricados e comprados ter um peso total de 98,79 quilos, acreditamos que o sistema em si pode ser considerado como leve, por não apresentar nenhum elemento sem dimensionamento.

Devido ao fato de que todos os elementos comprados são importados, de alta precisão e de qualidade, estimamos um valor geral de aproximadamente R\$ 18.000,00. Em uma situação real, a busca por fornecedores brasileiros e compras por atacado, diminuiria consideravelmente o valor estipulado.

Como esse trabalho faz parte de um projeto de pesquisa que envolve o desenvolvimento completo de um carro voador, acreditamos que o mesmo irá ajudar os futuros envolvidos a ter uma base para o projeto do perfil de asa e estrutura do veículo.

Para trabalhos futuros propomos a continuação desse projeto, integrando engenheiros elétricos com o propósito de criar os controladores dos motores de passo e dos demais componentes que um veículo desse gênero necessita.

REFERÊNCIAS

ALCOA. **Ligas e têmperas de extrusão.** Disponível em: <http://www.alcoa.com/brasil/pt/resources/pdf/industria/catalogo_ligas_temperas_2010.pdf>. Acesso em: 20 maio. 2015.

ASME, A. S. OF M. E. **Wing-Folding Mechanism of the Grumman Wildcat.** Disponível em: <<https://www.asme.org/about-asme/who-we-are/engineering-history/landmarks/238-grumman-wildcat-sto-wing-wing-folding>>. Acesso em: 15 jun. 2015.

BEER, F. P. et al. **Mechanics of Materials.** 6^a. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2012.

BRAGA, N. C. **Manual de Mecatrônica.** São Paulo: Editora Newton C. Braga, 2014.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica.** 8^a. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CAMARGO, A. M. Firmeza no ar. **Revista Alumínio**, n. 29, p. 24–27, 2011.

CRAWFORD, B. L. Grumman F4F Wildcat: U.S. Navy Fighter in World War II. **Aviation History**, 2006.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: Mecânica para Engenharia.** 10^a. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2005.

LAWSON, R. L. **Robert L. Lawson Photograph Collection**, 1942.

NORTON, R. L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos.** Porto Alegre: AMGH, 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4^a. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NSK, M. & C. **Catálogo Geral: Rolamentos**, 2013.

SCHWEIGHART, S. A. et al. **FOLDING WING & LOCKING MECHANISM** Estados Unidos, 2010.

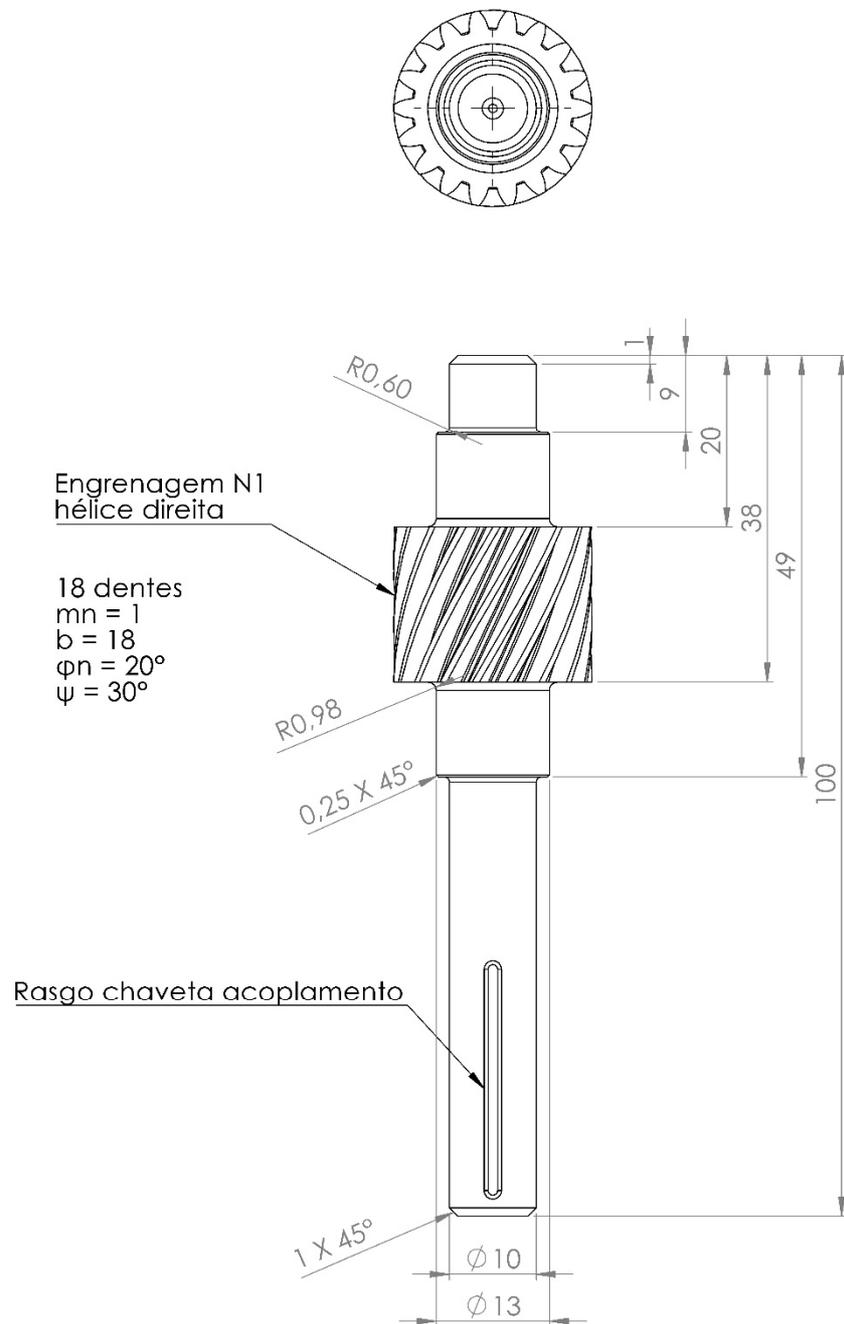
THRYFT, A. R. Aircraft Materials Lighten Up. **Design News: Materials & Assembly**, p. 46–52, 2012.

UICKER, J. J.; PENNOCK, G.; SHIGLEY, J. **Theory of Machines and Mechanisms**. 4^a. ed. Nova Iorque: Oxford University Press, Inc., 2010.

VINCIGUERRA, T. Flying Cars: An Idea Whose Time Has Never Come. **The New York Times**, 2009.

APÊNDICE A – Desenho dos elementos

Unipampa



Peça: Eixo I

Material: AISI 1050

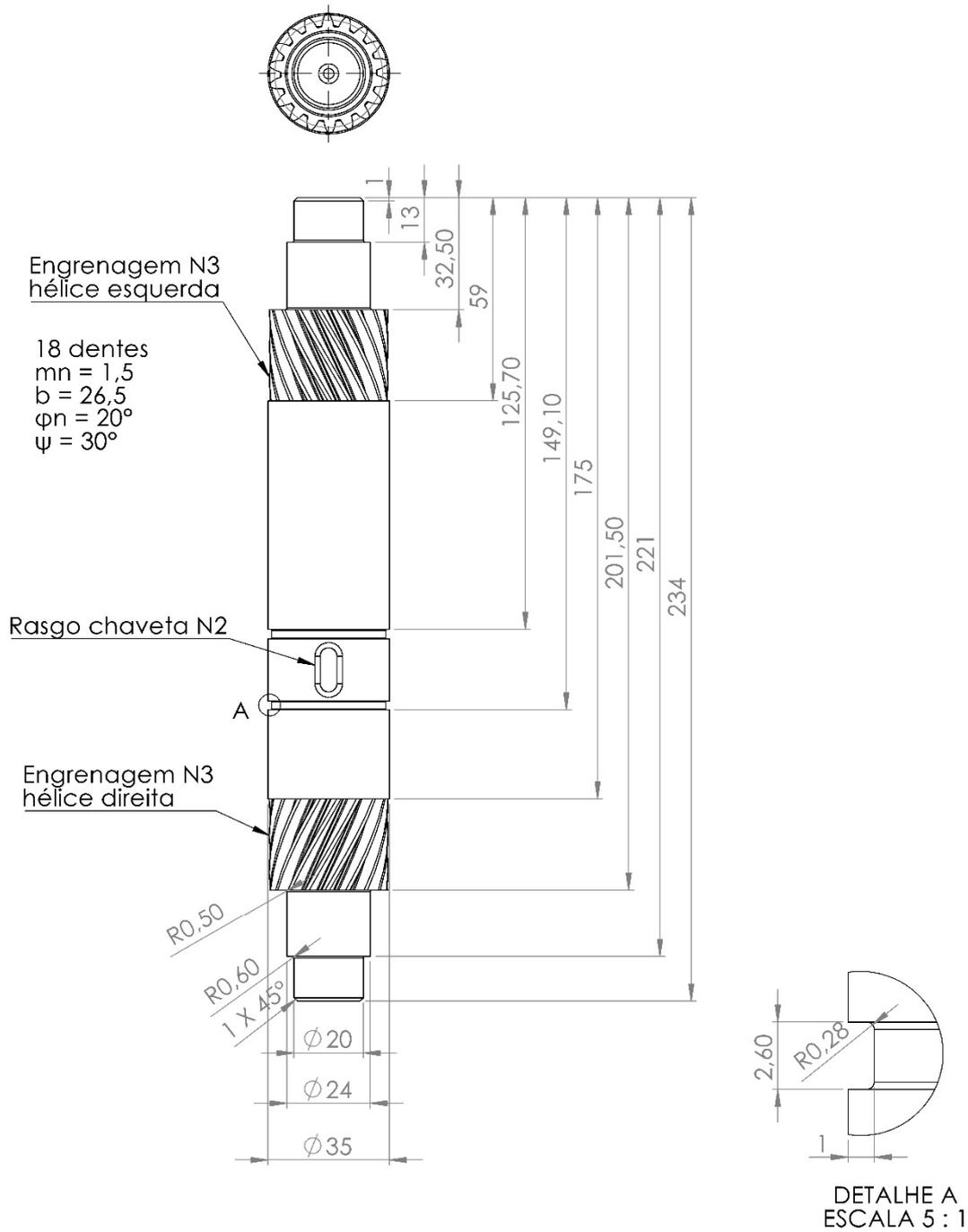
Escala: 1,5:1

Peso: 106,58 g

Tratamento: Temperado e revenido a 425°C

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Eixo II

Material: AISI 1050

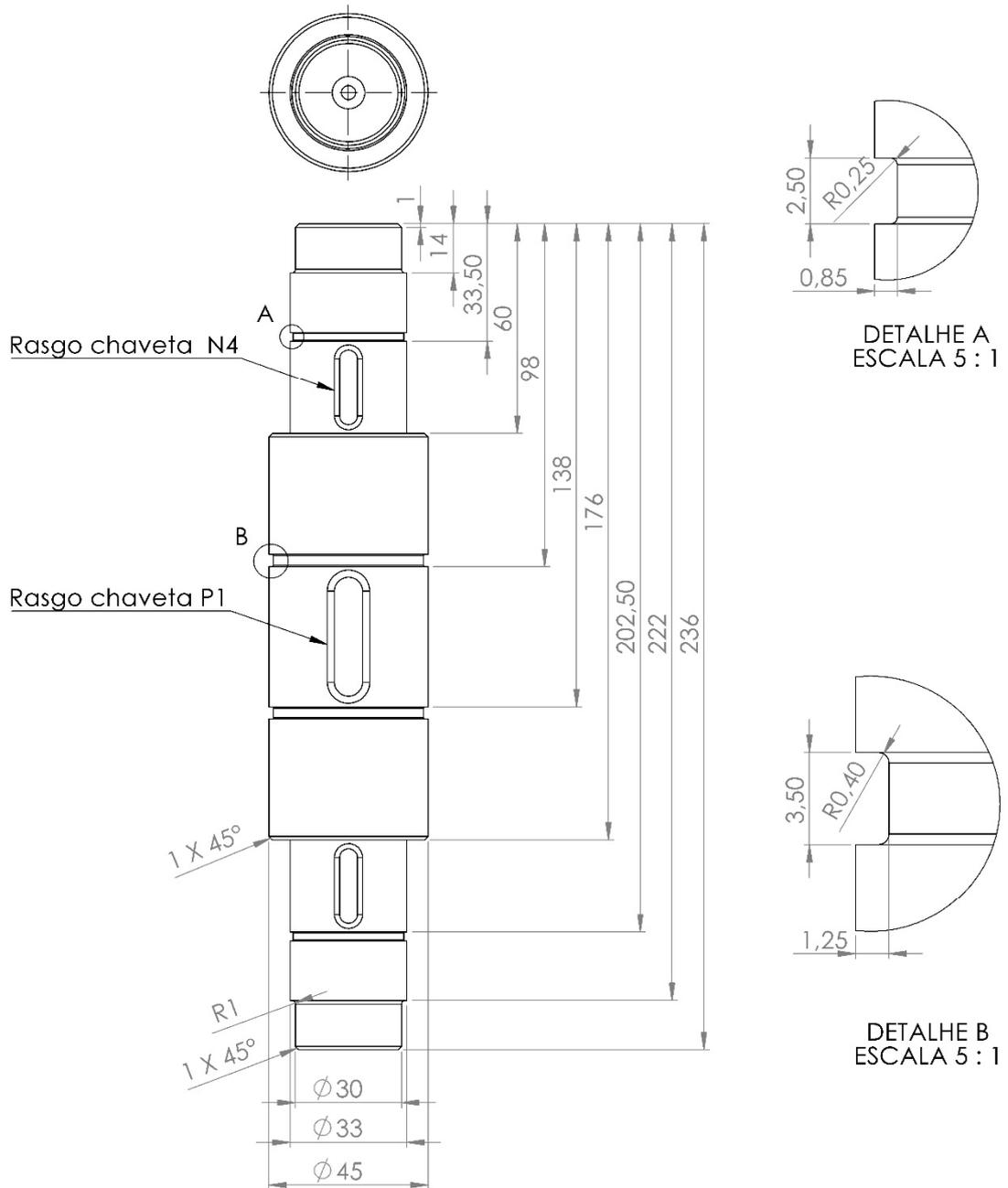
Escala: 1:1,5

Peso: 1,38 kg

Tratamento: Temperado e revenido a 425°C

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Eixo III

Material: AISI 4130

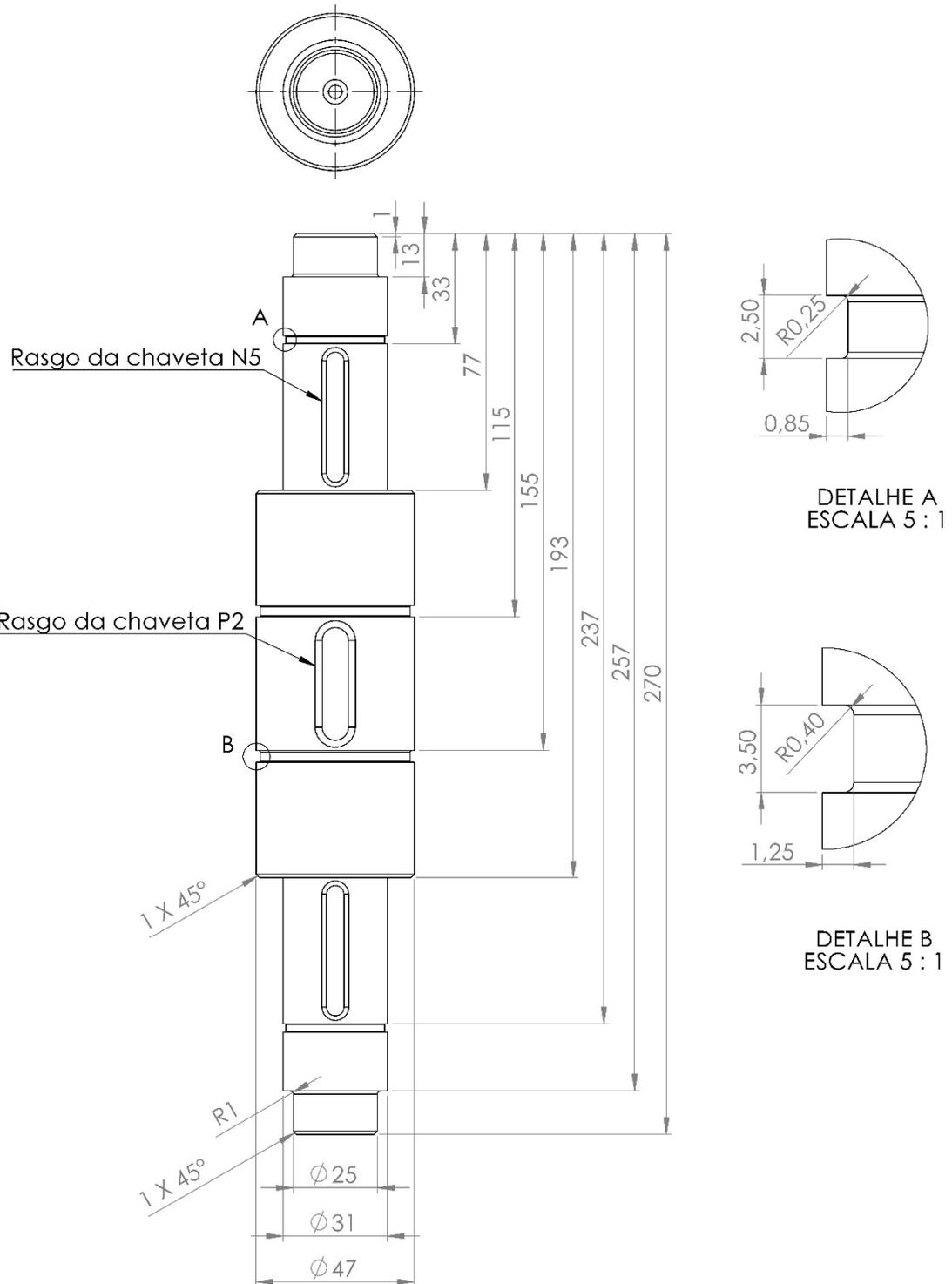
Escala: 1:1,5

Peso: 2,17 kg

Tratamento: Temperado e revenido a 425°C

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Eixo IV

Material: AISI 4130

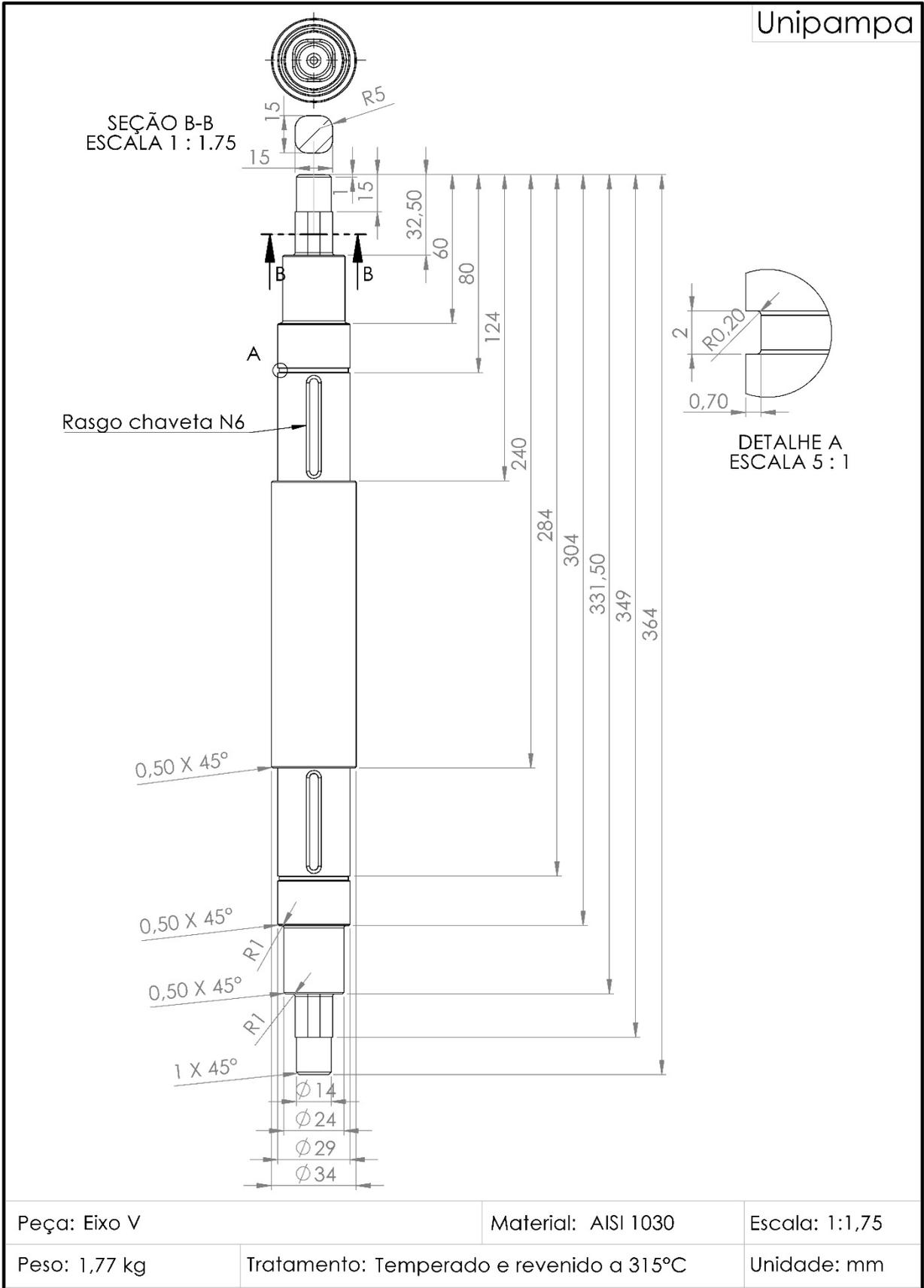
Escala: 1:1,5

Peso: 2,38 kg

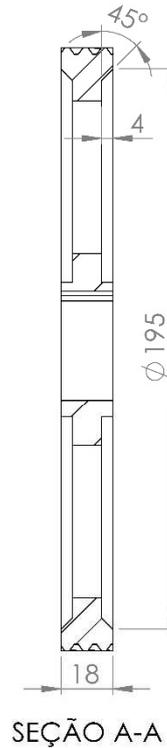
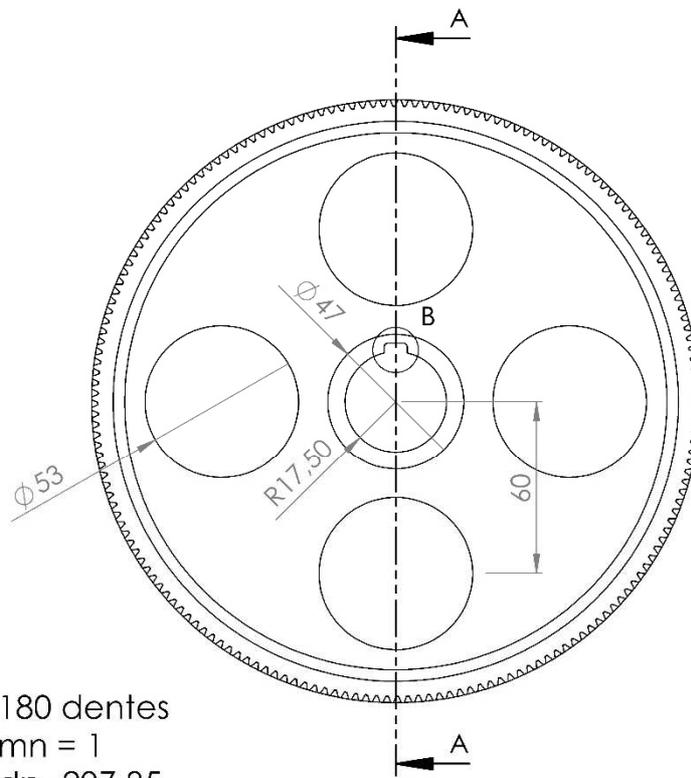
Tratamento: Temperado e revenido a 425°C

Unidade: mm

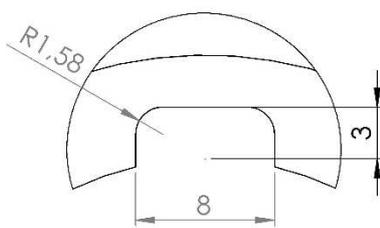
Unipampa



Unipampa



180 dentes
 $m_n = 1$
 $d_p = 207,85$
 $b = 18$
 $\phi_n = 20^\circ$
 $\psi = 30^\circ$
 Hélice esquerda



DETALHE B
 ESCALA 3 : 1



Peça: Engrenagem N2

Material: AISI 4130

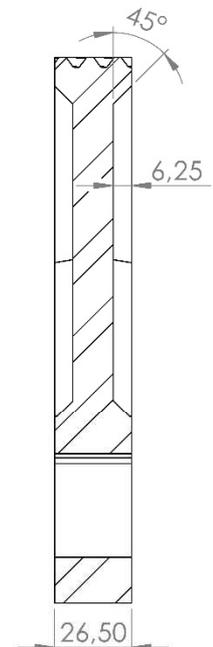
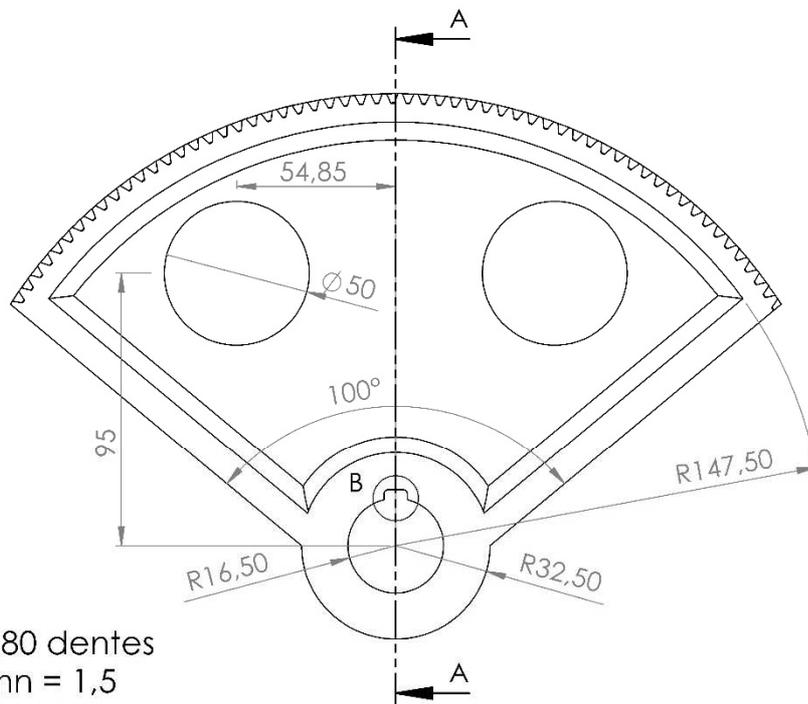
Escala: 1:2

Peso: 2,27 kg

Tratamento: Temperado e revenido a 425°C

Unidade: mm

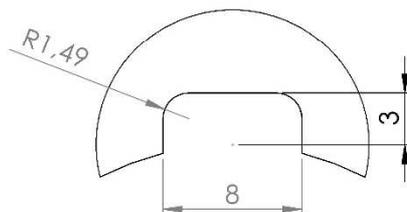
Unipampa

SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2

180 dentes

 $m_n = 1,5$ $d_p = 311,77$ $b = 26,5$ $\phi_n = 20^\circ$ $\psi = 30^\circ$

Hélice esquerda e direita

DETALHE B
ESCALA 3 : 1

Peça: Engrenagem N4

Material: AISI 1030

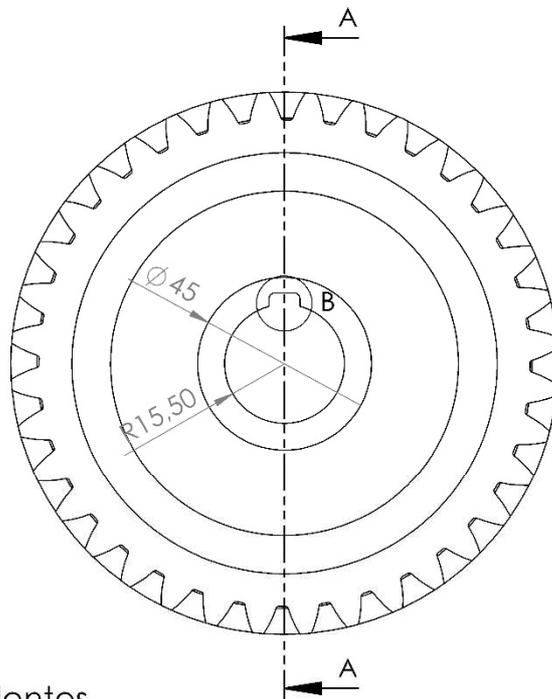
Escala: 1:2

Peso: 3,53 kg

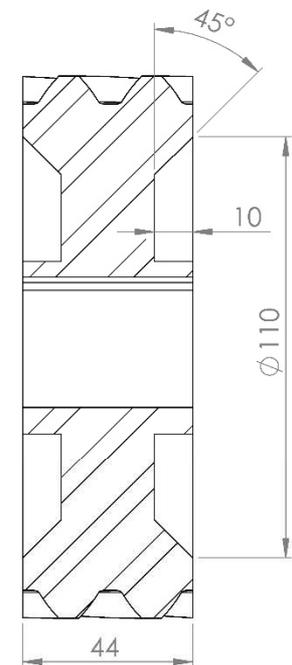
Tratamento: Temperado e revenido a 315°C

Unidade: mm

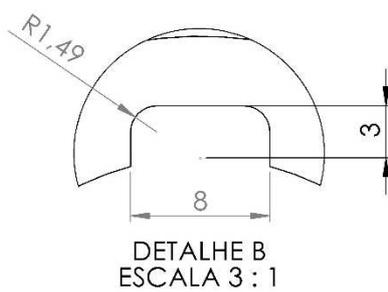
Unipampa



36 dentes
 $m_n = 3,25$
 $d_p = 135,10$
 $b = 44$
 $\phi_n = 20^\circ$
 $\psi = 30^\circ$
 Hélice esquerda e direita



SEÇÃO A-A
 ESCALA 1 : 1.5



DETALHE B
 ESCALA 3 : 1



Peça: Engrenagem N5

Material: AISI 1040

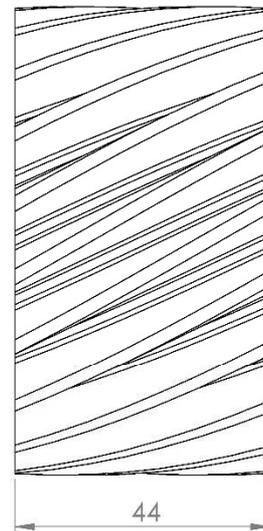
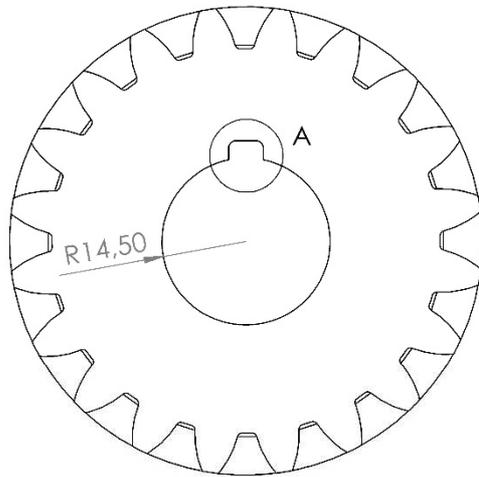
Escala: 1:1,5

Peso: 3,67 kg

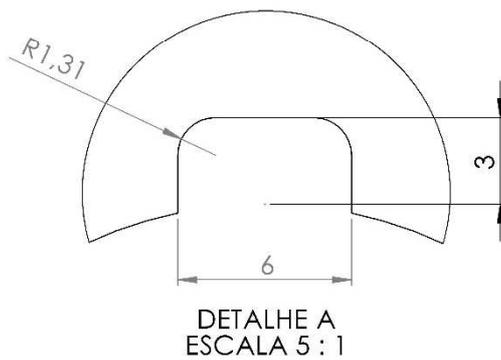
Tratamento: Temperado e revenido a 650°C

Unidade: mm

Unipampa



20 dentes
 $m_n = 3,25$
 $d_p = 75,06$
 $b = 44$
 $\phi_n = 20^\circ$
 $\psi = 30^\circ$
 Hélice esquerda e direita



Peça: Engrenagem N6

Material: AISI 1030

Escala: 1:1

Peso: 1,28 kg

Tratamento: Temperado e revenido a 650°C

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta do acoplamento

Material: AISI 1020

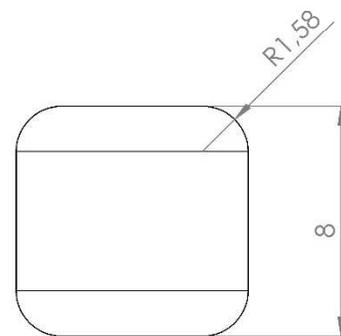
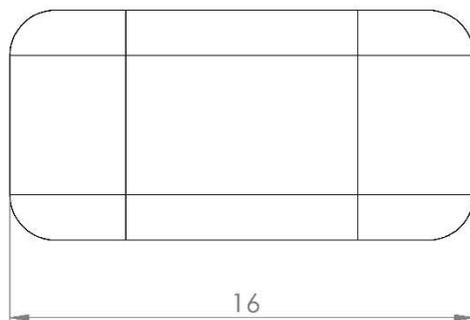
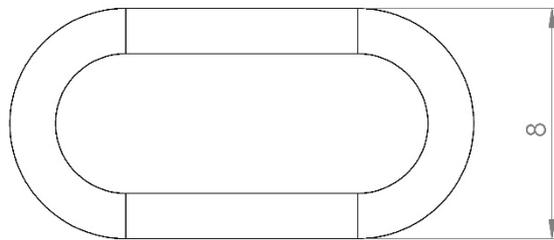
Escala: 5:1

Peso: 0,74 g

Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta N2

Material: AISI 1020

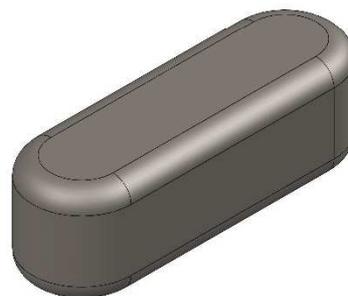
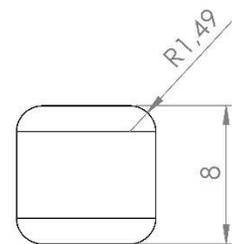
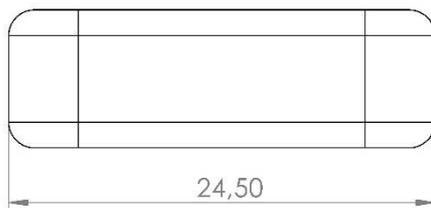
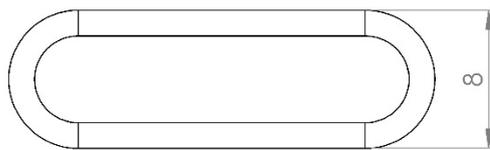
Escala: 5:1

Peso: 6,89 g

Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chave N4

Material: AISI 1030

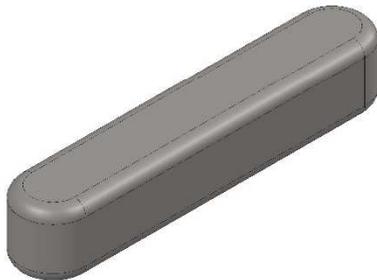
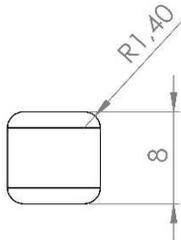
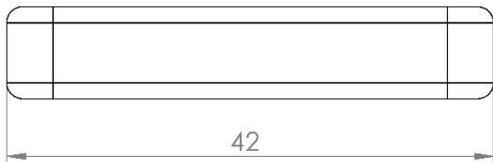
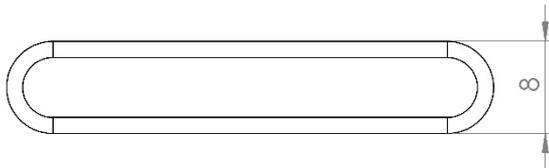
Escala: 3:1

Peso: 11,03 g

Tratamento: Temperado e revenido a 205°C

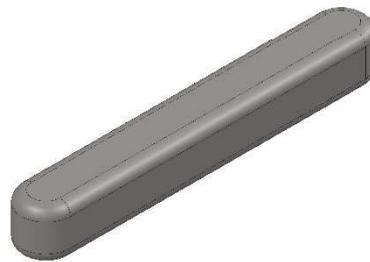
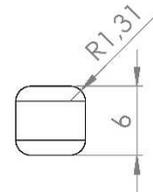
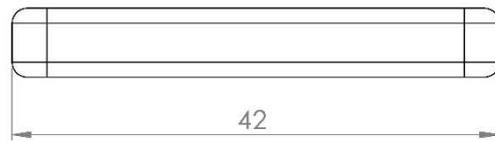
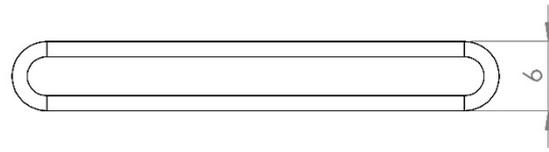
Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta N5	Material: AISI 1020	Escala: 2:1
Peso: 19,77 g	Tratamento: Estirado a frio	Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta N6

Material: AISI 1020

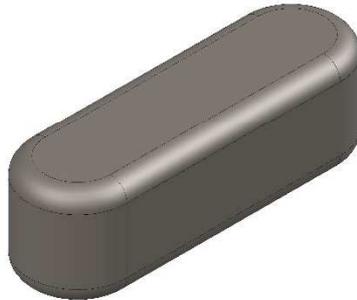
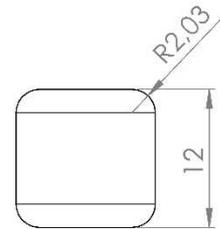
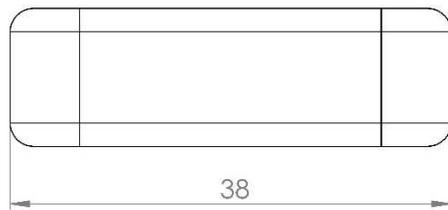
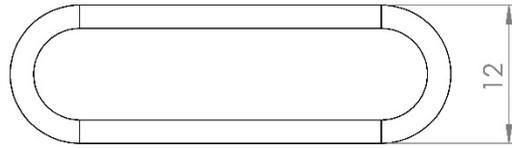
Escala: 2:1

Peso: 11,06 g

Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta P1

Material: AISI 1045

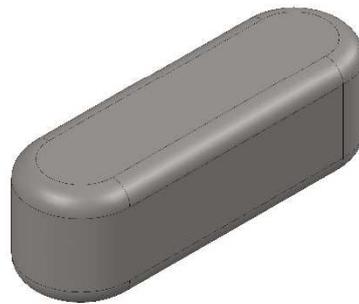
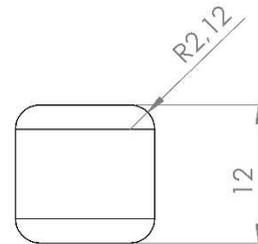
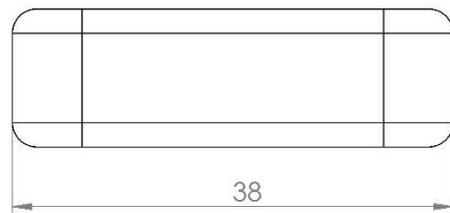
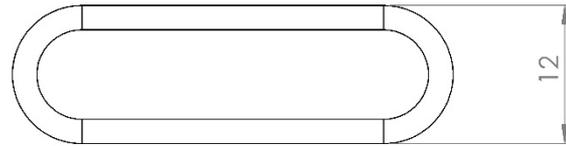
Escala: 2:1

Peso: 38,84 g

Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Chaveta P2

Material: AISI 1020

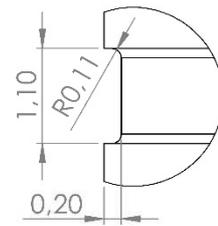
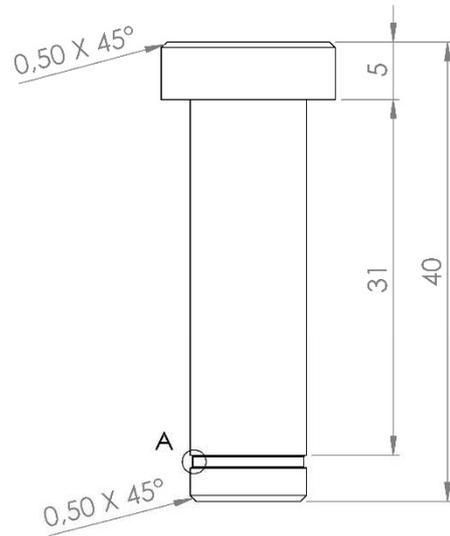
Escala: 2:1

Peso: 38,98 g

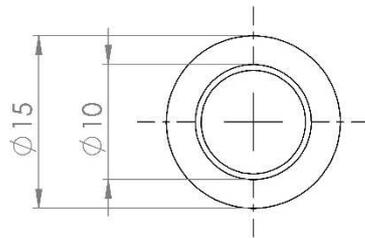
Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



DETALHE A
ESCALA 15 : 1



Peça: Pino AB

Material: AISI 1020

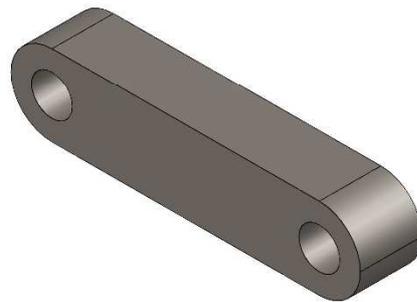
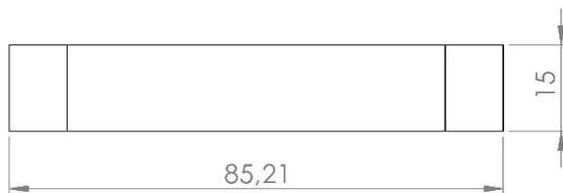
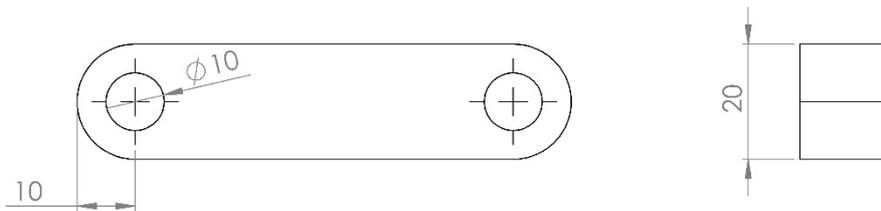
Escala: 2:1

Peso: 28,51 g

Tratamento: Estirado a frio

Unidade: mm

Unipampa



Peça: Haste AB

Material: AISI 1035

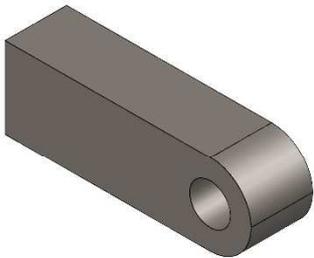
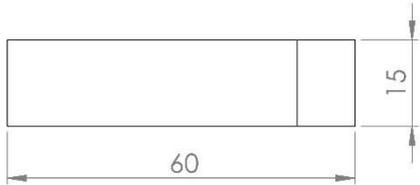
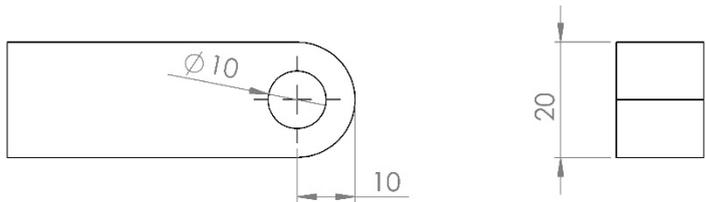
Escala: 1:1

Peso: 172,07 g

Tratamento: Estirado a frio

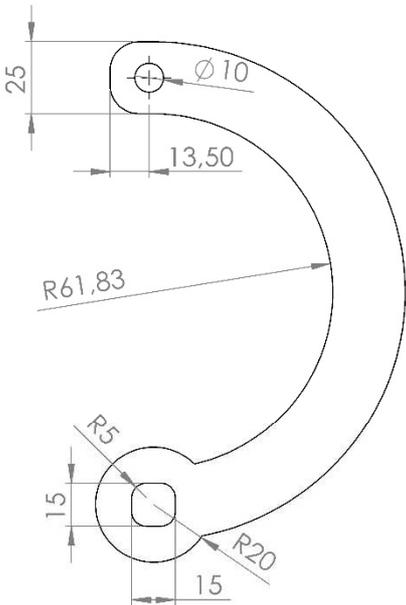
Unidade: mm

Unipampa



Peça: Suporte da haste AB	Material: AISI 1035	Escala: 1:1
Peso: 127 g	Tratamento: Estirado a frio	Unidade: mm

Unipampa



Peça: Haste BD	Material: AISI 1035	Escala: 1:2
Peso: 786,4 g	Tratamento: Estirado a frio	Unidade: mm

APÊNDICE B – Tabela de dimensionamento

ENGRENAGENS

	Zp	mn	mt	pt	pn	px	dp	3pt	b	Spt	Torque(N.m)	Pot(W)	HB	Wt(N)	W(N)
N1	18,00	1,00	1,15	3,63	3,14	6,28	20,78	10,88	18,00	18,14	14	36,16	444	1329	1633
N2	180,00	1,00	1,15	3,63	3,14	6,28	207,85	10,88	18,00	18,14	134	35,08	380	1329	1633
N3	18,00	1,50	1,73	5,44	4,71	9,42	31,18	16,32	26,50	27,21	67	17,54	444	4298	5281
N4	180,00	1,50	1,73	5,44	4,71	9,42	311,77	16,32	26,50	27,21	650	17,02	401	4298	5281
N5	36,00	3,25	3,75	11,79	10,21	20,42	135,10	35,37	44,00	58,95	213	5,59	192	3159	3881
N6	20,00	3,25	3,75	11,79	10,21	20,42	75,06	35,37	44,00	58,95	115	5,42	207	3159	3881

$$K_v = \left(\frac{A - \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

A =	65,0638
B =	0,731
Qv =	7

Distância entre centros

114,315
171,473
105,078

Fatores de segurança

S flexão	S² desgaste
2,51	2,59
3,15	2,61
2,12	2,32
3,18	2,54
7,08	3,22
6,56	3,33

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

C _{mc} =	1,0000
C _{pf} =	0,0616
C _{pm} =	1,1000
C _{ma} =	0,1382
C _e =	1,0000

$$Z_l = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

mN1 =	0,67
mN2 =	0,67
mN3 =	0,69
mG1 =	10,00
mG2 =	10,00
mG3 =	1,80

rP1 =	10,39	rbP1 =	9,58	Z1 =	4,65
rP2 =	15,59	rbP2 =	14,37	Z2 =	6,98
rP3 =	37,53	rbP3 =	34,60	Z3 =	14,56
rG1 =	103,92	rbG1 =	95,81	pN1 =	2,95
rG2 =	155,88	rbG2 =	143,71	pN2 =	4,43
rG3 =	67,55	rbG3 =	62,27	pN3 =	9,59

ENGRENAGENS

Wr(N)	Wa(N)	σ (MPa)	St(MPa)	σ_c (MPa)	Sc(MPa)	ko	kv	ks	kH	kB	Yj	ZE	ZR	ZI	$\phi_n(20^\circ)$	$\psi(30^\circ)$
559	767	169	425	812	1307	1,00	1,026	1,00	1,2059	1,00	0,47	191,00	1,00	0,24	0,35	0,52
559	767	148	380	812	1153	1,00	1,026	1,00	1,2059	1,00	0,54	191,00	1,00	0,24	0,35	0,52
1806	2481	245	425	977	1307	1,00	1,010	1,00	1,2100	1,00	0,47	191,00	1,00	0,24	0,35	0,52
1806	2481	214	395	977	1203	1,00	1,010	1,00	1,2100	1,00	0,54	191,00	1,00	0,24	0,35	0,52
1327	1824	48	248	505	700	1,00	1,007	1,00	1,2011	1,00	0,48	191,00	1,00	0,17	0,35	0,52
1327	1824	52	259	505	736	1,00	1,007	1,00	1,2011	1,00	0,45	191,00	1,00	0,17	0,35	0,52

Material das engrenagens:

N1= Aço 1050 Temp. e revenido 425°C (HB 444)
 N2= Aço 4130 Temp. e revenido 425°C (HB 380)
 N3= Aço 1050 Temp. e revenido 425°C (HB 444)
 N4= Aço 1030 Temp. e revenido 315°C (HB 401)
 N5= Aço 1040 Temp. e revenido 650°C (HB 192)
 N6= Aço 1030 Temp. e revenido 650°C (HB 207)

N1 = Engrenagem do eixo I.

N2 = Engrenagem do meio do eixo II.

N3 = Duas engrenagens iguais nas pontas do eixo II.

N4 = Duas engrenagens iguais nas pontas do eixo III.

N5 = Duas engrenagens iguais nas pontas do eixo IV.

N6 = Duas engrenagens iguais nas pontas do eixo V.

ENGRENAGENS

$\phi_t(22,80^\circ)$	V(m/s)	n(rpm)	SF	SH	YN	Y θ	YZ	ZN	ZW
0,40	0,0272	25,00	2,51	1,61	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,40	0,0272	2,50	3,15	1,61	1,22	1,00	1,00	1,14	1,00
0,40	0,0041	2,50	2,12	1,52	1,22	1,00	1,00	1,14	1,00
0,40	0,0041	0,25	3,18	1,59	1,72	1,00	1,00	1,29	1,00
0,40	0,0018	0,25	7,08	1,79	1,37	1,00	1,00	1,29	1,00
0,40	0,0018	0,45	6,56	1,83	1,31	1,00	1,00	1,25	1,00

EIXOS

	Tm (Nmm)	Ta	Mm	Ma (Nmm)	kf	kt	kfs	kts	qc
Diâmetro no centro dos eixos									
Eixo II	133993	0	0	104120	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96
Eixo III	1300000	0	0	529439	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96
Eixo IV	426716	0	0	582977	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96

Diâmetro nas engrenagens das pontas									
Eixo II	66996	0	0	157926	1,85	1,85	1,5	1,5	0,96
Eixo III	650000	0	0	280391	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96
Eixo IV	213358	0	0	293164	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96
Eixo V	115000	0	0	164454	1,77	1,77	2,6	2,6	0,96

No rasgo do anel de retenção 1 (engrenagens)									
Eixo III	0	0	0	185737	3,5	3,5	2	2	0,96
Eixo IV	0	0	0	158797	3,5	3,5	2	2	0,96
Eixo V	115000	0	0	89079	3,5	3,5	2,1	2,1	0,96

No rasgo do anel de retenção 2 (engrenagens)									
Eixo II	66996	0	0	111816	3,5	3,5	2,1	2,1	0,96
Eixo III	650000	0	0	456182	3,5	3,5	2,1	2,1	0,96
Eixo IV	213358	0	0	508065	3,5	3,5	2,1	2,1	0,96

Eixo I	14000	0	0	17299	1,85	1,85	1,55	1,55	0,96
---------------	-------	---	---	-------	------	------	------	------	------

Sut > 1400 Mpa Sc'=700Mpa

Eixo I= Aço 1050 Temp.Revenido 425° Sut =1090 MPa e Sy=793 MPa
 Eixo II= Aço 1050 Temp.Revenido 425° Sut =1090 MPa e Sy=793 MPa
 Eixo III= Aço 4130 Temp.Revenido 425° Sut =1280 MPa e Sy=1190 MPa
 Eixo IV= Aço 4130 Temp.Revenido 425° Sut =1280 MPa e Sy=1190 MPa
 Eixo V= Aço 1030 Temp.Revenido 315° Sut =800 MPa e Sy=621 MPa

Wt21=	1329
Wt34=	4298
Wt56=	3159
Wr21=	559
Wr34=	1806
Wr56=	1327

Eixo I	
Ray+Rby=	1329
Ray=	664
Rby=	664
Raz+Rbz=	559
Raz=	279
Rbz=	279

Eixo II	
Rcy+Rdy=	7267
Rcy=	3510
Rdy=	3757
Rcz+Rdz=	3054
Rcz=	1475
Rdz=	1579

Fp1=Fp2=	7800
----------	-------------

M1= No rasgo engrenagens pontas
 M2=No centro engrenagens pontas
 M3=No rasgo engrenagens meio
 M4=No centro engrenagens meio

Plano xy	
M1=	15947
M2=	Não
M3=	Não
M4=	6702

Plano xy	
M1=	Não
M2=	145591
M3=	103082
M4=	95987

Plano xz	
M1=	
M2=	Não
M3=	Não
M4=	

Plano xz	
M1=	Não
M2=	61188
M3=	43323
M4=	40341

EIXOS																																																			
ka	a do ka	b do ka	kb	kc	kd	ke (99,9%)	Sut	Se	A																																										
0,7067	4,51	-0,265	0,8860	1	1	0,753	1090	257	368584																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8353	1	1	0,753	1280	273	1874215																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8504	1	1	0,753	1280	278	2063737																																										
0,7067	4,51	-0,265	0,8749	1	1	0,753	1090	254	584328																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8556	1	1	0,753	1280	279	992586																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8596	1	1	0,753	1280	281	1037800																																										
0,7671	4,51	-0,265	0,8665	1	1	0,753	800	200	582169																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8532	1	1	0,753	1280	278	1300159																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8582	1	1	0,753	1280	280	1111579																																										
0,7671	4,51	-0,265	0,8649	1	1	0,753	800	200	623556																																										
0,7067	4,51	-0,265	0,8654	1	1	0,753	1090	251	782710																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8249	1	1	0,753	1280	269	3193273																																										
0,6773	4,51	-0,265	0,8220	1	1	0,753	1280	268	3556458																																										
0,7067	4,51	-0,265	0,9489	1	1	0,753	1090	275	64004,8																																										
<table border="1"> <thead> <tr> <th>d para kb</th> <th>n</th> <th>d para kb</th> <th>d para kb</th> <th>d para kb</th> <th>d para kb</th> <th>Sy</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>12,19</td> <td>1,5</td> <td>23,15</td> <td>26,05</td> <td></td> <td>28,82</td> <td>793</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>40,12</td> <td>32,08</td> <td>32,92</td> <td>45,12</td> <td>1190</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>38,74</td> <td>30,70</td> <td>31,18</td> <td>46,63</td> <td>1190</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>28,48</td> <td>29,00</td> <td></td> <td>621</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>793</td> </tr> </tbody> </table>							d para kb	n	d para kb	d para kb	d para kb	d para kb	Sy	12,19	1,5	23,15	26,05		28,82	793			40,12	32,08	32,92	45,12	1190			38,74	30,70	31,18	46,63	1190				28,48	29,00		621							793			
d para kb	n	d para kb	d para kb	d para kb	d para kb	Sy																																													
12,19	1,5	23,15	26,05		28,82	793																																													
		40,12	32,08	32,92	45,12	1190																																													
		38,74	30,70	31,18	46,63	1190																																													
			28,48	29,00		621																																													
						793																																													
Eixo III		Eixo IV		Eixo V																																															
Rey+Rfy=	8596	Rgy+Rhy=	6317	Riy+Rjy=	6317																																														
Rey=	4298	Rgy=	3159	Riy=	3159																																														
Rfy=	4298	Rhy=	3159	Rjy=	3159																																														
Rez+Rfz=	11413	Rgz+Rhz=	10455	Riz+Rjz=	2655																																														
Rez=	5706	Rgz=	5227	Riz=	1327																																														
Rfz=	5706	Rhz=	5227	Rjz=	1327																																														
Plano xy		Plano xy		Plano xy																																															
M1=	111744	M1=	82122	M1=	82122																																														
M2=	168690	M2=	151609	M2=	151609																																														
M3=	168690	M3=	151609	M3=	Não																																														
M4=	168690	M4=	151609	M4=	Não																																														
Plano xz		Plano xz		Plano xz																																															
M1=	148363	M1=	135914	M1=	34514																																														
M2=	223971	M2=	250918	M2=	63718																																														
M3=	423846	M3=	484918	M3=	Não																																														
M4=	501846	M4=	562918	M4=	Não																																														

EIXOS

B	d DE-ASME			
603415	23,15	35		
5854332	40,12	45		
1921644	38,74	47		
			Mancais	Ressalto
174062	26,05	26	20	
2927166	32,08	33	30	
960822	30,70	31	25	
517883	28,48	29	25	35
0	32,92	33		
0	31,18	31		
418290	29,00	29		
243687	28,82	35		
2364249	45,12	45		
776049	46,63	47		
37585,5	12,19	13	10	

ROLAMENTOS

Rolamentos	fn	fh	Lh	C	P	X	Y	Fa	Fr	Fa/Fr
A	1,10	6,81	1,58E+05	5350	864	0,39	0,76	767	721	1,06
C	2,37	6,28	1,24E+05	10800	4076	1	0	767	4076	0,19
E	2,37	4,81	5,57E+04	14500	7144			0	7144	0,00
G	5,11	9,45	4,22E+05	11300	6108			0	6108	0,00
I	5,11	16,85	2,39E+06	11300	3426			0	3426	0,00

CHAVETAS

Chavetas	raio (mm)	d (mm)	Força (N)	Ssy (Mpa)	Sy (Mpa)	t (mm)	l (mm)	Profund.	Filete chavetas
N1	6,5	13	2154	271	470	2	23	1	0,585
N2	17,5	35	7657	271	470	8	16	5	1,575
N4	16,5	33	39394	489	848	8	24,5	5	1,485
N5	15,5	31	13765	271	470	8	42	5	1,395
N6	14,5	29	7931	271	470	6	42	3	1,305
P1	22,5	45	57778	364	630	12	38	6	2,025
P2	23,5	47	18158	271	470	12	38	6	2,115

Material Chavetas:

1020 Estirado a frio Sy=470 Mpa

N4 = 1030 Temperado e Revenido a 205°C Sy=848 Mpa

P1 = 1045 Estirado a frio Sy=630 Mpa

Coefficientes de segurança das chavetas

Cisalhamento	Esmagamento
5,79	5,02
4,53	3,93
2,43	2,11
6,62	5,74
8,62	7,47
2,87	2,49
6,81	5,90

ANÁLIS DE RETENÇÃO

	d eixo	d1	d2	a	t	r	a/t	r/t	Kt	Kts
Anel 1 (PINO)	10	10	9,6	1,1	0,2	0,11	5,50	0,55	2,8	1,1
Anel 2 (N2)	35	35	33	2,8	1	0,28	2,80	0,28	3,5	2,1
Anel 3 (N4)	33	33	31,3	2,5	0,85	0,25	2,94	0,29	3,5	2
Anel 4 (N5)	31	31	29,3	2,5	0,85	0,25	2,94	0,29	3,5	2
Anel 5 (N6)	29	29	27,6	2	0,7	0,2	2,86	0,29	3,5	2,1
Anel 6 (P1)	45	45	42,5	3,5	1,25	0,4	2,80	0,32	3,5	2,1
Anel 7 (P2)	47	47	44,5	3,5	1,25	0,4	2,80	0,32	3,5	2,1

ANEXOS A – Tabelas úteis

Tabela A1 – Propriedades para aços laminados a quente (HR) e estirados a frio (CD)

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS nº	Nº SAE e/ou AISI	Processamento	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento em 2 in, %	Redução em área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27,5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37,5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39,5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49,5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61,5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1042).

Tabela A2 – Propriedades mecânicas médias de alguns aços termotratados.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI nº	Tratamento	Temperatura °C (°F)	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento %	Redução de área, %	Dureza Brinell
1030	Temperado e revenido*	205 (400)	848 (123)	648(94)	17	47	495
	Temperado e revenido*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	Temperado e revenido*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	Temperado e revenido*	540 (1000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	Temperado e revenido*	650 (1200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Recozido	870 (1600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
1040	Temperado e revenido	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	Temperado e revenido	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	Temperado e revenido	650 (1200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
	Recozido	790 (1450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
1050	Temperado e revenido*	205 (400)	1120 (163)	807 (117)	9	27	514
	Temperado e revenido*	425 (800)	1090 (158)	793 (115)	13	36	444
	Temperado e revenido*	650 (1200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recozido	790 (1450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
1060	Temperado e revenido	425 (800)	1080 (156)	765 (111)	14	41	311
	Temperado e revenido	540 (1000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	Temperado e revenido	650 (1200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado	900 (1650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
	Recozido	790 (1450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179
	1095	Temperado e revenido	315 (600)	1260 (183)	813 (118)	10	30
Temperado e revenido		425 (800)	1210 (176)	772 (112)	12	32	363
Temperado e revenido		540 (1000)	1090 (158)	676 (98)	15	37	321
Temperado e revenido		650 (1200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
Normalizado		900 (1650)	1010 (147)	500 (72)	9	13	293
Recozido		790 (1450)	658 (95)	380 (55)	13	21	192
1141		Temperado e revenido	315 (600)	1460 (212)	1280 (186)	9	32
	Temperado e revenido	540 (1000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262

(continua)

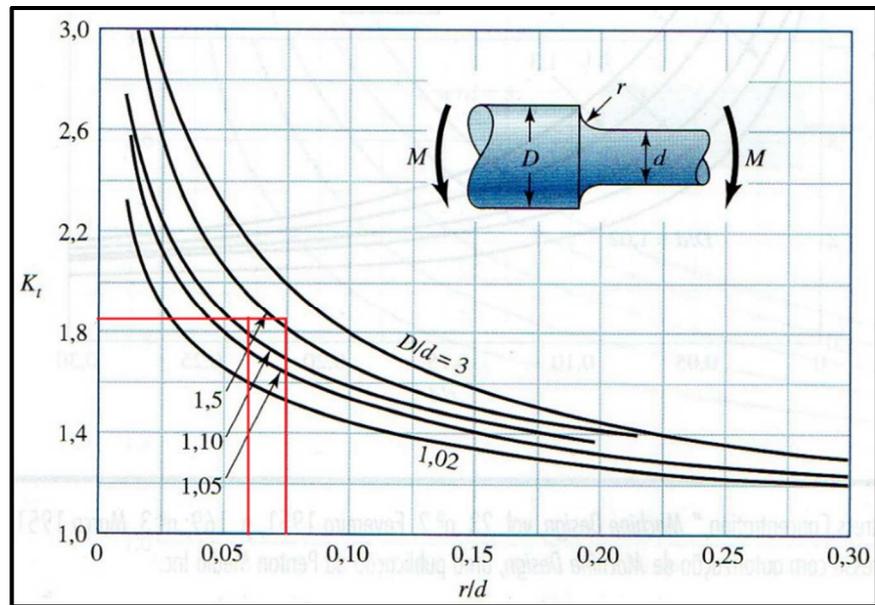
1	2	3	4	5	6	7	8
AISI nº	Tratamento	Temperatura °C (°F)	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento %	Redução de área, %	Dureza Brinell
4130	Temperado e revenido*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	Temperado e revenido*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	Temperado e revenido*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	Temperado e revenido*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	Temperado e revenido*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recozido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
	Temperado e revenido	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	Temperado e revenido	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	Temperado e revenido	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	Temperado e revenido	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	Temperado e revenido	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
Recozido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197	
4340	Temperado e revenido	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	Temperado e revenido	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	Temperado e revenido	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	Temperado e revenido	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Temperado em banho de água.

Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1043 e 1044).

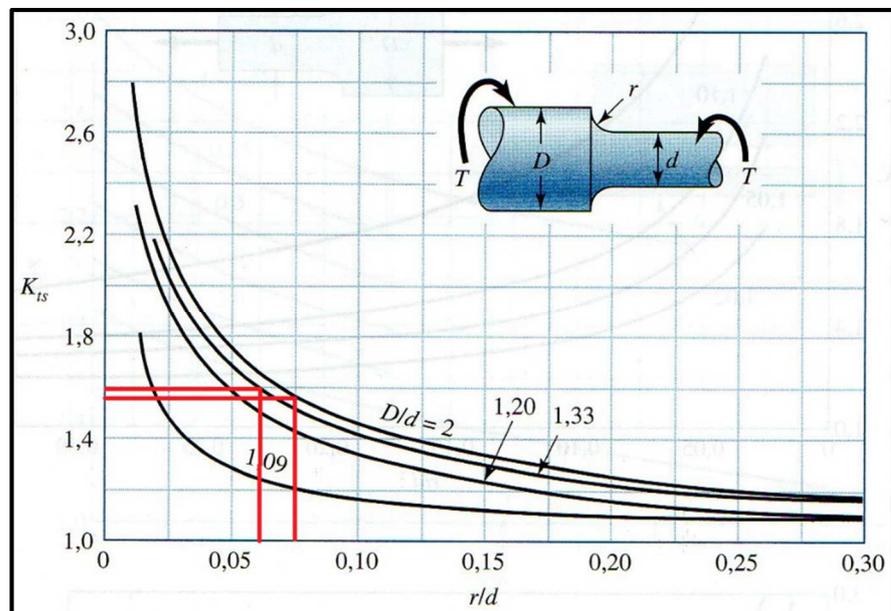
Tabela A3 – Gráficos de fatores teóricos de concentração de tensão.

Figura A3-1 – Eixo redondo com filetagem do ressalto em flexão.



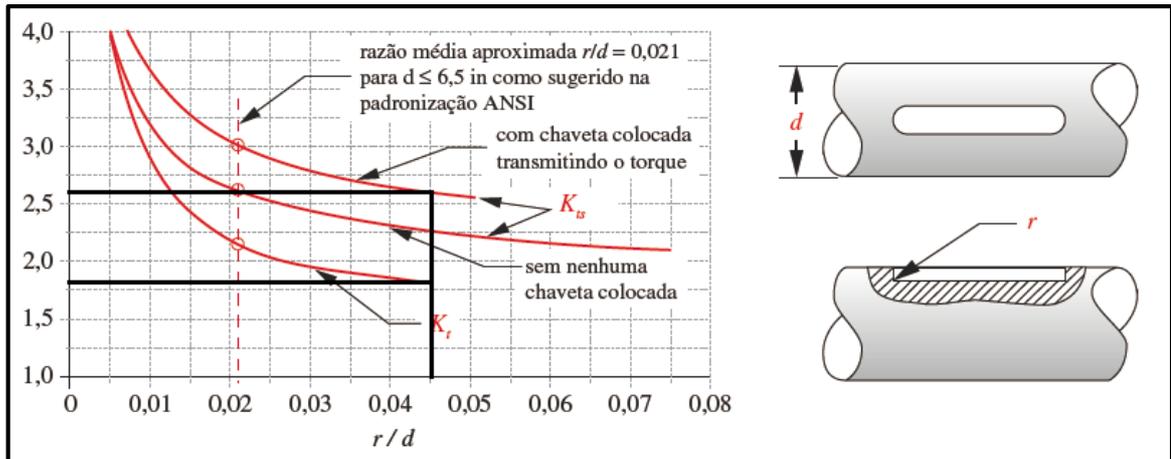
Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1030).

Figura A3-2 – Eixo redondo com filetagem do ressalto em torção.



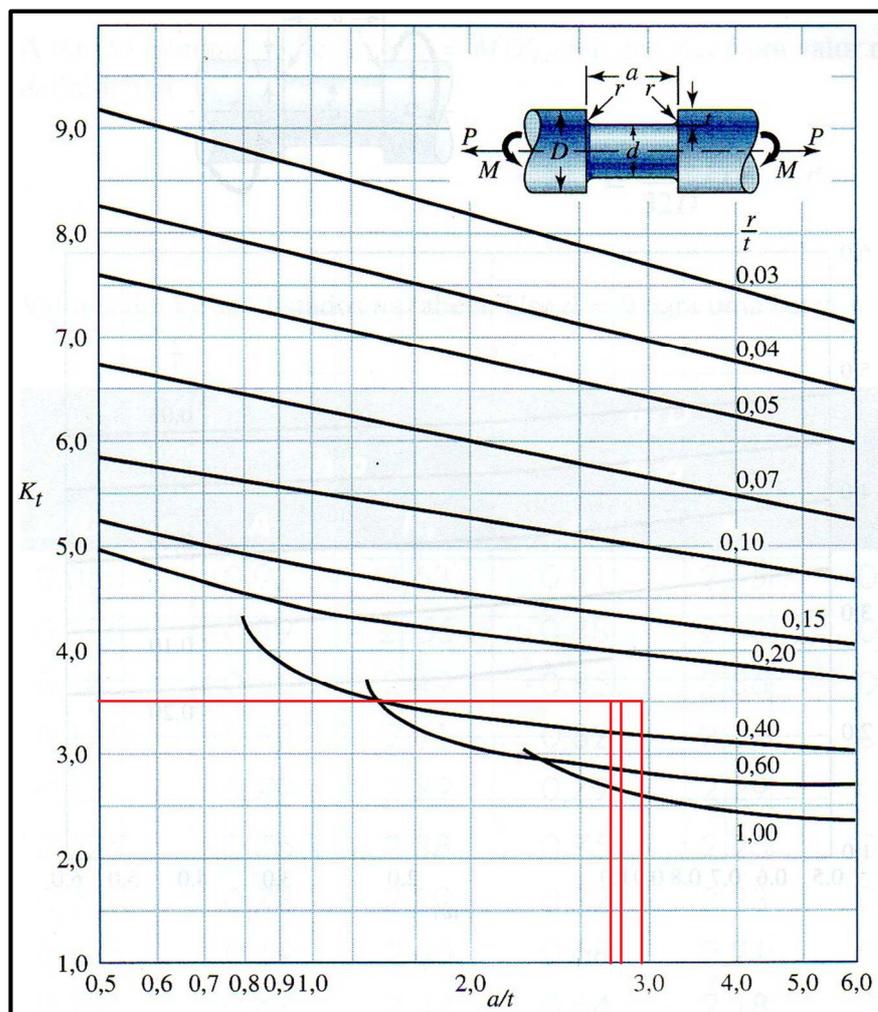
Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1030).

Figura A3-3 – Eixo redondo com rasgo de chaveta.



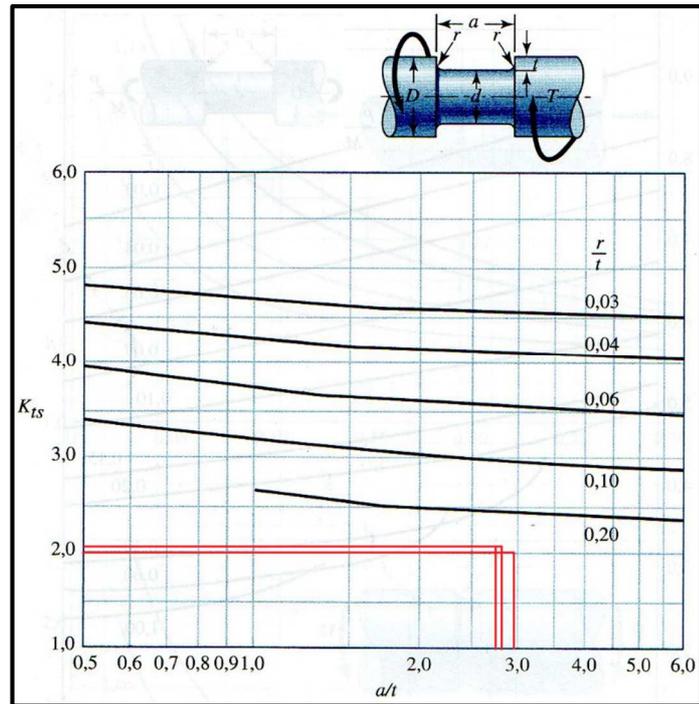
Fonte: Norton (2013, p. 575).

Figura A3-4 – Eixo redondo com sulco para anel retentor em flexão e/ou tração.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1033).

Figura A3-5 – Eixo redondo com sulco para anel retentor em torção.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 1034).

ANEXOS B – Catálogos dos fabricantes

Figura B1 – Características do motor de passo escolhido.

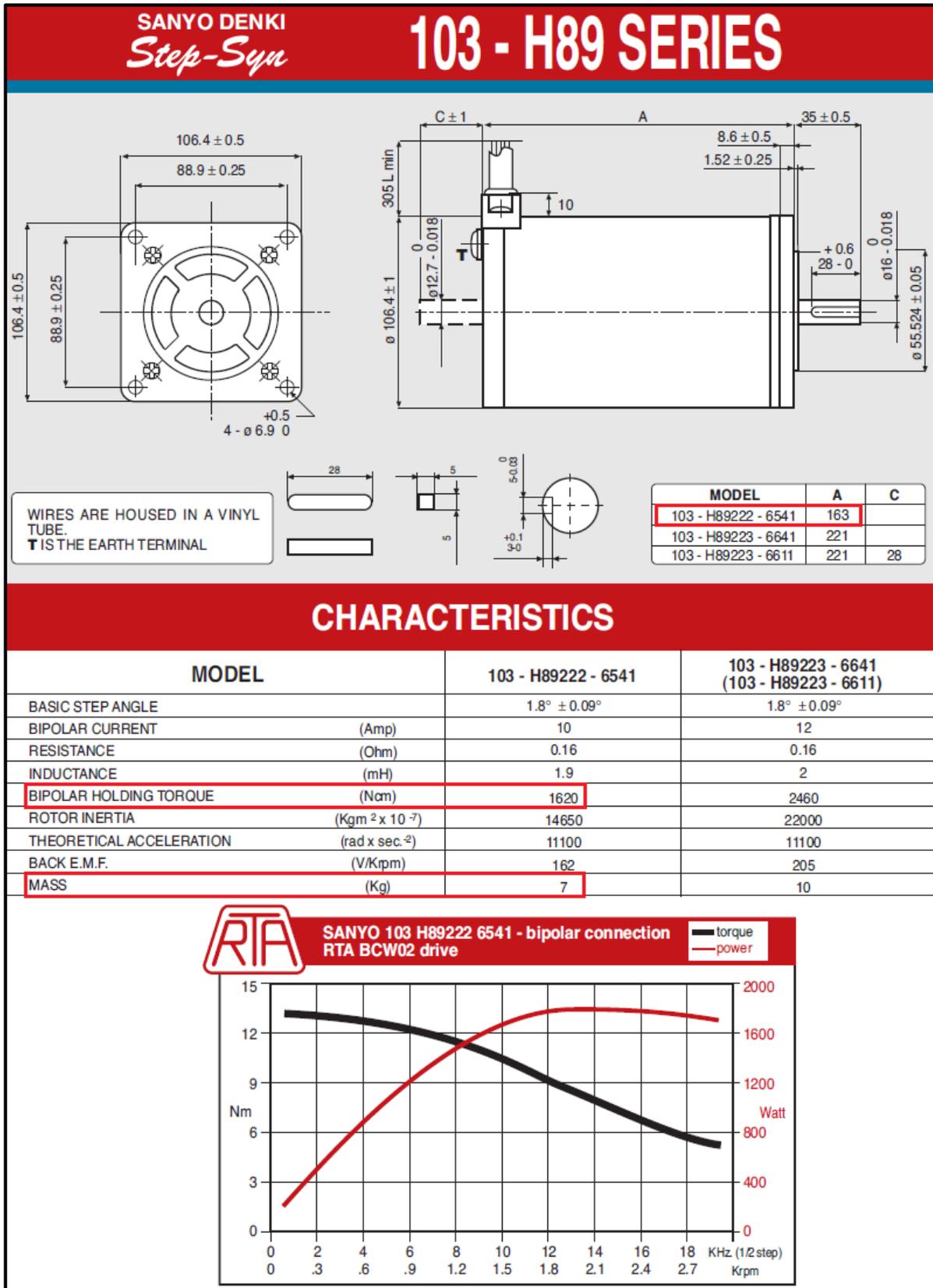


Figura B2 – Dimensões do acoplamento entre o motor e o eixo I.

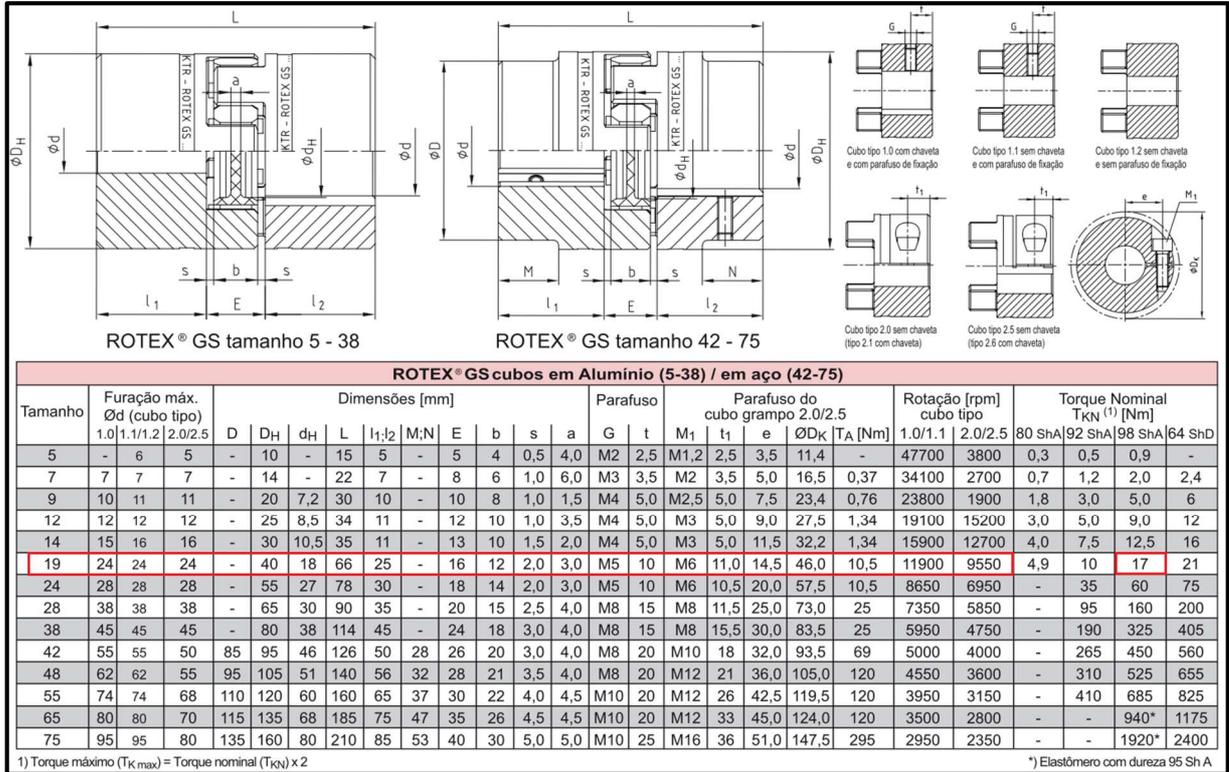


Figura B3 – Dimensões da corrente de roletas escolhida.

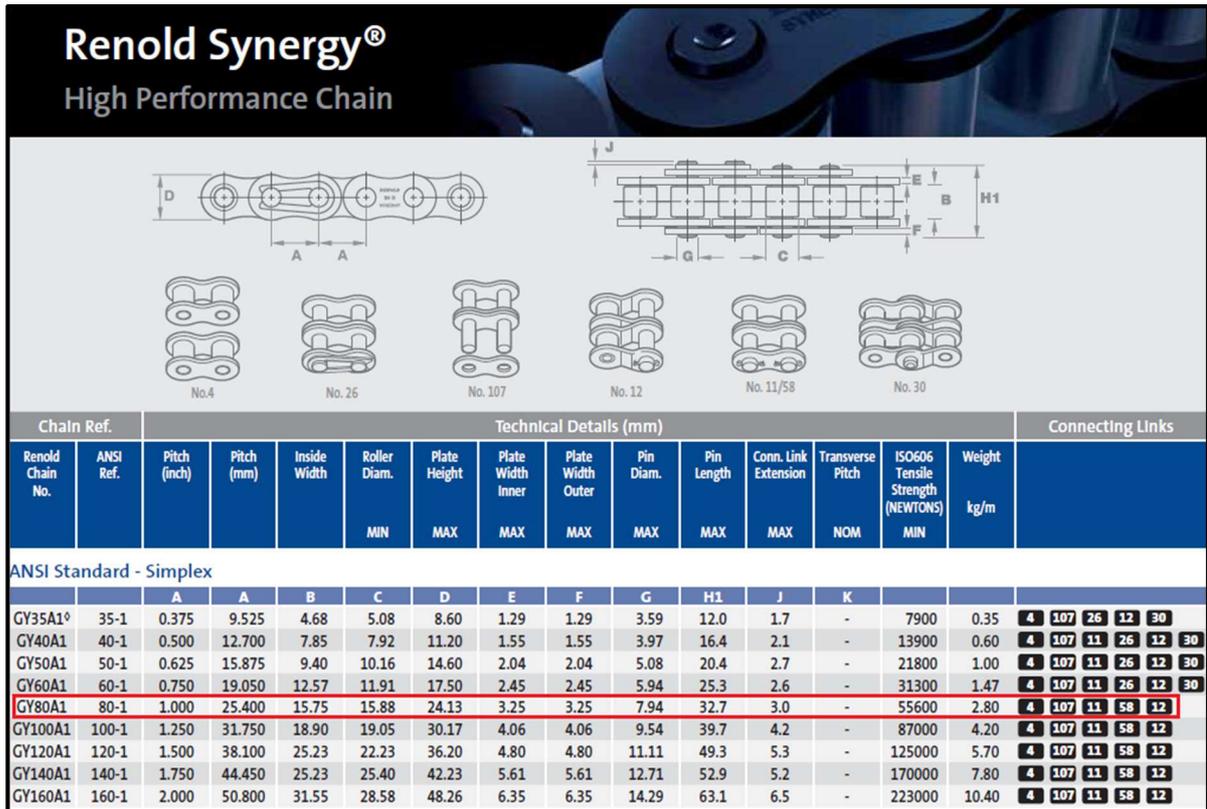


Figura B4 – Dimensões da roda dentada da corrente de roletas.

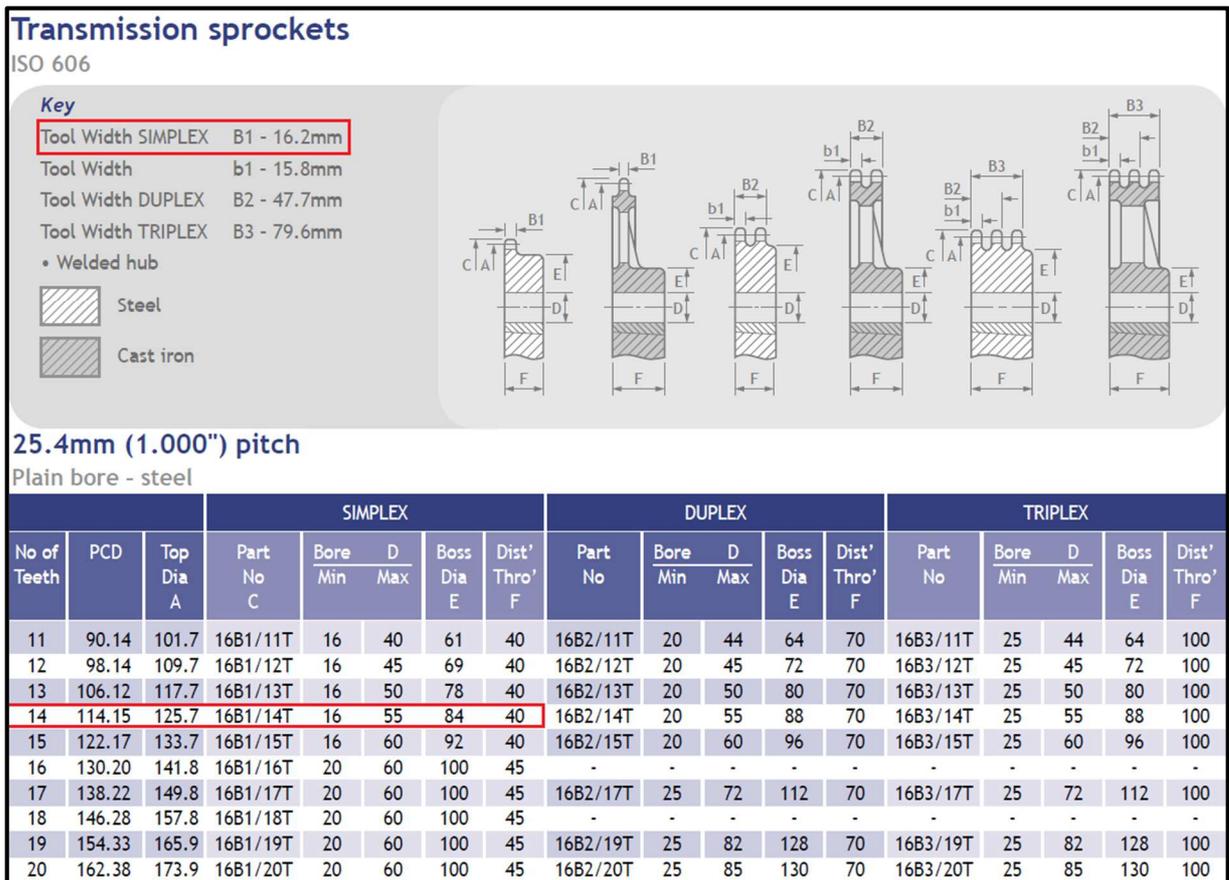


Figura B5 – Características de rolamentos de esfera da NSK com furo de 10 – 25 mm.

ROLAMENTOS DE ESFERAS DE CONTATO ANGULAR																	
SIMPLES E COMBINADOS																	
Diâmetro do Furo 10 – 25 mm																	
d	Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator f_0	Limite de Rotação ⁽¹⁾ (rpm)		Centro da linha de Carga (mm) a	Dimensões de Encosto (mm)			Massa (kg) aprox.	Número do Rolamento ⁽²⁾ Simples
	D	B	r min.	r ₁ min.	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}		Graxa	Óleo		d _a min.	D _a máx.	r _a máx.		
10	22	6	0,3	0,15	2 880	1 450	294	148	—	40 000	56 000	6,7	12,5	19,5	0,3	0,009	7900 A5
	22	6	0,3	0,15	3 000	1 520	305	155	14,1	48 000	63 000	5,1	12,5	19,5	0,3	0,009	7900 C
	26	8	0,3	0,15	5 350	2 600	550	266	—	32 000	43 000	9,2	12,5	23,5	0,3	0,019	7000 A
	26	8	0,3	0,15	5 300	2 490	540	254	12,6	45 000	63 000	6,4	12,5	23,5	0,3	0,021	7000 C
	30	9	0,6	0,3	5 400	2 710	555	276	—	28 000	38 000	10,3	15	25	0,6	0,032	7200 A
	30	9	0,6	0,3	5 000	2 500	510	255	—	20 000	28 000	12,9	15	25	0,6	0,032	7200 B
	30	9	0,6	0,3	5 400	2 610	550	266	13,2	40 000	56 000	7,2	15	25	0,6	0,036	7200 C
	35	11	0,6	0,3	9 300	4 300	950	440	—	20 000	26 000	12,0	15	30	0,6	0,053	7300 A
	35	11	0,6	0,3	8 750	4 050	890	410	—	18 000	24 000	14,9	15	30	0,6	0,054	7300 B
	20	37	9	0,3	0,15	6 600	4 050	675	410	—	24 000	32 000	11,1	22,5	34,5	0,3	0,036
37		9	0,3	0,15	6 950	4 250	710	430	14,9	28 000	38 000	8,3	22,5	34,5	0,3	0,036	7904 C
42		12	0,6	0,3	10 800	6 600	1 110	670	—	18 000	24 000	14,9	25	37	0,6	0,068	7004 A
42		12	0,6	0,3	11 100	6 550	1 130	665	14,0	26 000	36 000	10,1	25	37	0,6	0,076	7004 C
47		14	1	0,6	14 500	8 300	1 480	845	—	17 000	22 000	16,7	26	41	1	0,106	7204 A
47		14	1	0,6	13 300	7 650	1 360	780	—	12 000	16 000	21,1	26	41	1	0,109	7204 B
47		14	1	0,6	15 600	8 150	1 590	830	—	13 000	19 000	21,1	26	41	1	0,103	7204 BEA
47		14	1	0,6	14 600	8 050	1 480	825	13,3	24 000	34 000	11,5	26	41	1	0,118	7204 C
52		15	1,1	0,6	18 700	10 400	1 910	1 060	—	13 000	17 000	17,9	27	45	1	0,146	7304 A
52		15	1,1	0,6	17 300	9 650	1 770	985	—	11 000	15 000	22,6	27	45	1	0,15	7304 B
25	52	15	1,1	0,6	19 800	10 500	2 020	1 070	—	13 000	18 000	22,6	27	45	1	0,149	7304 BEA
	42	9	0,3	0,15	7 450	5 150	760	525	—	20 000	28 000	12,3	27,5	39,5	0,3	0,043	7905 A5
	42	9	0,3	0,15	7 850	5 400	800	555	15,5	24 000	34 000	9,0	27,5	39,5	0,3	0,042	7905 C
	47	12	0,6	0,3	11 300	7 400	1 150	750	—	16 000	22 000	16,4	30	42	0,6	0,079	7005 A
	47	12	0,6	0,3	11 700	7 400	1 190	755	14,7	22 000	30 000	10,8	30	42	0,6	0,089	7005 C
	52	15	1	0,6	16 200	10 300	1 650	1 050	—	15 000	20 000	18,6	31	46	1	0,13	7205 A
	52	15	1	0,6	14 800	9 400	1 510	960	—	10 000	14 000	23,7	31	46	1	0,133	7205 B
	52	15	1	0,6	17 600	10 200	1 790	1 040	—	12 000	17 000	23,7	31	46	1	0,127	7205 BEA
	52	15	1	0,6	16 600	10 200	1 690	1 040	14,0	22 000	28 000	12,7	31	46	1	0,143	7205 C
	62	17	1,1	0,6	26 400	15 800	2 690	1 610	—	10 000	14 000	21,1	32	55	1	0,235	7305 A

Notas ⁽²⁾ Os sufixos A, A5, B e C representam o ângulo de contato de 30°, 25°, 40° e 15° respectivamente.

Figura B7 – Primeira parte das características dos anéis de retenção da empresa Seeger.

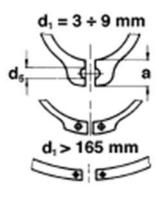
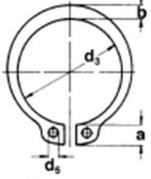
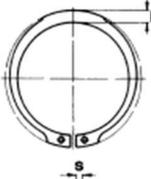
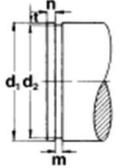
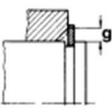
10		Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger									
		Maßliste Data chart Table dimensionnelle	A 3 – A 56 / DIN 471								
			Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d_1	Ring, Ring, Anneau			a max	b =	d_5 min	Gew. Weight Masse kg/1000
 <p>$d_1 = 3 + 9 \text{ mm}$ $d_1 > 165 \text{ mm}$</p> <p>nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice suivant les disponibilités du fabricant</p>  <p>Ungespannt Unstressed A l'état libre</p>    											
A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017		
A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022		
A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066		
A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084		
A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121		
A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158		
A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300		
A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340		
A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410		
A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500		
A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530		
A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640		
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670		
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700		
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820		
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110		
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220		
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300		
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420		
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500		
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630		
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770		
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900		
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960		
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080		
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920		
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200		
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320		
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450		
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540		
A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690		
A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800		
A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000		
A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000		
A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370		
A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620		
A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850		
A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030		
A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215		
A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500		
A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000		
A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500		
A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600		
A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500		
A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900		
A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200		
A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100		
A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300		
A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400		
A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800		

Figura B8 – Segunda parte das características dos anéis de retenção da empresa Seeger.

Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger						10						
A 3 – A 56 / DIN 471												
Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d ₂ *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	K kN · mm	n _{abl.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3